

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra výrobních strojů a konstruování

Konstrukční návrh pohonu napínacího zařízení pásového
dopravníku s elektrickým pohonem

Design of Tension Device Drive of Belt Conveyor with
Electric Drive

Student: Bc. Michal Navrátil
Vedoucí diplomové práce: prof. Ing. Horst Gondek, DrSc.

Ostrava 2010

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Michal Navrátil**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství
Specializace: 20 Výrobní stroje a zařízení
Téma: **Konstrukční návrh pohonu napínacího zařízení pásového dopravníku s elektrickým pohonem**
Design of Tension Device Drive of Belt Conveyor with Electric Drive

Zásady pro vypracování:

1. Proveďte rešerši zařízení pro napínání pásových dopravníků (napínací stanice)
2. Proveďte výpočet tažné síly pro následující parametry dopravníku:

Délka dopravníku	400 m
Šířka dopravního pásu	1200 mm
Dopravované množství	1500 t/hod.
Úklon dobývání	10°

3. Proveďte konstrukční návrh bubnu pro délku napínacího lana 50 m
4. Proveďte konstrukční návrh převodové skříně pro výkon 37 kW
5. Navrhněte řešení s elektromotorem s konstantním krouticím momentem včetně regulace snímané tažné síly.

Seznam doporučené odborné literatury:

ČSN 01 6910 *Úprava písemnosti psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory*. Praha: Český normalizační institut, srpen 1997, 36 s.

ČSN ISO 690 *Bibliografické citace. Obsah, forma a struktura*. Praha: Český normalizační institut, 1996, 32 s.

Zajac, O., Boroška, J., Gondek, H.: *Hlbinné dobývacie stroje a dopravné zariadenia*. Vydavateľstvo ALFA, Bratislava, 1991, 428 s. ISBN-80-05-00713-2

Antoniak, J.: *Przenosiarki taśmowe*. Wydawatelstwo politechniki slaskiej, Gliwice 2004, 388 s. ISBN 83 - 7335 - 266 - X

BOLEK, A. – KOCHMAN, J. – KOLEKTIV: *Části strojů – I. svazek*. 5. vydání Praha, SNTL – Nakladatelství technické literatury, n. p., 1989, 775 s. ISBN 80-03-00048-7.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **prof. Ing. Horst Gondek, DrSc.**

Datum zadání: 18.11.2009

Datum odevzdání: 21.05.2010



doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář
vedoucí katedry



prof. Ing. Radim Farana, CSc.
děkan fakulty

Prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě :.....

.....
Podpis studenta

Prohlášení o využití výsledků práce

Prohlašuji, že

- byl jsem seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- беру на вѣдомі, же Высoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že jeden výtisk diplomové práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB-TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o diplomové práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на вѣдомі, же оdevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě :

.....
Podpis studenta

Bc. Michal Navrátil
Kyjov
PSČ 697 01

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

NAVRÁTIL, M. *Konstrukční návrh pohonu napínacího zařízení pásového dopravníku s elektrickým pohonem*. Ostrava: katedra výrobních strojů a konstruování, Fakulta strojní VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2010, 88 s. Diplomová práce, vedoucí Gondek, H.

Cílem této diplomové práce je konstrukční návrh pohonu napínacího zařízení pásového dopravníku s elektrickým pohonem. Pohon napínacího zařízení zajišťuje elektromotor s konstantním kroutícím momentem, jež reguluje snímanou tažnou sílu. Nejprve je vypočtena tažná síla v dopravním pásu, tj. síla v napínacím laně. Dále je proveden konstrukční návrh napínacího bubnu pro délku lana 50 m. Nakonec je proveden návrh potřebné převodové skříně a elektromotoru s danými požadavky, pro které je navrhované zařízení určeno.

ANNOTATION OF MASTER THESIS

NAVRÁTIL, M. *Design of Tension Device Drive of Belt Conveyor with Electric Drive*. Ostrava: Department of Production Machines and Design, Faculty of Mechanical Engineering VŠB – Technical University of Ostrava, 2010, 88 p. Master Thesis, leader: Gondek, H.

The scope of this thesis is a design of tension device of conveyor belt with electric drive. The tension device is driven by an electric motor with constant torque, which regulates captured pull force. The pull force of the conveyor belt is calculated at first i.e. the pull force in the stretching cable. Furthermore there is a design concept of tension drum for a given length of the cable fulfilled 50 m. Finally there is a concept of a needed gearbox and the electro motor with necessary parameters, for which is the designed device intended.

Obsah

Obsah	7
Seznam použitého značení.....	9
1. Rešerše napínacích zařízení pásových dopravníků	14
1.1. Napínací zařízení	14
1.2. Pásové dopravníky, napínání pásových dopravníků.....	18
1.2.1. Napínání pásu dle firmy Jakos spol s.r.o.	20
1.2.2. Napínací zařízení dle firmy Ostroj	21
1.2.3. Napínání elektrickým vrátkem	23
2. Výpočet tažné síly pásového dopravníku	24
2.1. Volba rychlosti pásu	24
2.2. Výpočet požadovaného průřezu náplně pásu	24
2.3. Volba šířky dopravního pásu a výpočet náplně pásu	25
2.3.1. Výpočet náplně pásu.....	26
2.4. Porovnání S_s a S_p	26
2.5. Obvodová síla na poháněcím bubnu.....	27
2.5.1. Parametry potřebné pro výpočet.....	27
2.5.2. Výpočet obvodové síly na poháněcím bubnu.....	29
2.6. Výpočet potřebného provozního výkonu pásového dopravníku	31
2.7. Určení příkonu elektromotoru	32
2.7.1. Volba motoru	32
2.8. Volba bubnu podle šířky pásu	32
2.9. Volba převodovky	33
2.10. Volba spojky.....	33
2.11. Kontrola pohonu dopravníku na rozběh	34
2.12. Kontrola dopravovaného množství.....	34
2.13. Kontrola brzd	35
2.13.1. Volba brzdy	36
2.14. Výpočet tahů v dopravním pásu	36
2.15. Velikost napínací síly	37
2.16. Skutečné tahy v dopravním pásu	37
2.17. Kontrola měrného tlaku mezi dopravním pásem a bubnem.....	37
2.18. Kontrola dopravního pásu	38
3. Konstrukční návrh lanového bubnu pro délku navinutého lana 50m	39
3.1. Návrh lana.....	39
3.2. Návrh kladky	40
3.2.1. Tvar a rozměry kladky.....	40
3.2.2. Síla působící na čep kladky	41
3.2.3. Kontrola navržených rozměrů čepu a kladky	41
3.2.4. Kontrola držáku kladky	42
3.3. Návrh lanového bubnu.....	42
3.3.1. Rozměry lanových drážek na lanovém bubnu.....	43
3.3.2. Počet závitů na lanovém bubnu	43
3.4. Délka lanového bubnu	43
3.4.1. Délka závitové části.....	43
3.5. Kontrola uchycení lana na bubnu	44
3.5.1. Síla na konci rezervních závitů.....	44

3.5.2. Namáhání šroubu v tahu	45
3.5.3. Rozměry lanové příložky.....	46
3.6. Kontrola lanového bubnu	46
3.6.1. Napětí ohybem.....	47
3.6.2. Napětí krutem	47
3.6.3. Vnější přetlakem.....	48
3.6.4. Kontrola a výpočet svaru	48
3.7. Pevnostní výpočet hřídele lanového bubnu	50
3.7.1. Návrh hřídele	50
3.7.2. Pevnostní kontrola hřídele	51
3.8. Kontrola přenosu kroutícího momentu u prvků přenášející kroutící moment.....	53
3.8.1. Kontrola měrného tlaku na bok pera v náboji	53
3.8.2. Kontrola měrného tlaku na bok pera v náboji	54
3.9. Nebezpečná místa hřídele – Kontrola hřídele.....	55
3.9.1. Výpočet pro místo I. – místo s drážkou pro pero	55
3.9.2. Výpočet pro místo II. – zeslabení přechodem hřídele na menší průměr	59
3.9.3. Výpočet pro místo III. – zeslabení přechodem hřídele na menší průměr	61
3.10. Kontrola životnosti ložisek.....	62
3.10.1. Rozměry navržené ložiskové jednotky.....	62
3.10.2. Modifikovaná trvanlivost ložiska	62
3.11. Kontrola uchycení lana.....	63
3.11.1. Kontrola průměru čepu	63
3.11.2. Kontrola na ohyb	64
3.11.3. Kontrola na střih	64
3.11.4. Kontrola plošného tlaku.....	64
3.11.5. Kontrola mezi vidlicí a čepem.....	65
4. Konstrukční návrh převodové skříně.....	66
4.1. Výpočet potřebného výkonu na navíjecím bubnu	66
4.2. Výpočet převodového poměru.....	67
4.3. Výpočet ozubených kol	67
4.3.1. Návrh soukolí	68
4.3.2. Pevnostní kontrola soukolí	69
4.3.3. Výpočet sil působících na soukolí	70
4.4. Návrh hřídelí.....	71
4.4.1. Hnací hřídel H_1	71
4.4.2. Hnaná hřídel H_2	71
4.5. Kontrola hřídelí.....	71
4.5.1. Pro hřídel H_1	72
4.5.2. Pro hřídel H_2	74
4.6. Návrh a kontrola životnosti ložisek	76
4.6.1. Určení ekvivalentního zatížení ložiska.....	77
4.6.2. Modifikovaná trvanlivost ložiska	78
5. Návrh řešení pohonu s elektromotorem s konstantním kroutícím momentem.....	79
5.1. Regulace snímané tažné síly.....	81
Závěr	82
Seznam použité literatury	86
Seznam použité elektronické literatury	87
Seznam příloh	88

Seznam použitého značení

a_l	[-]	součinitel spolehlivosti
a_{SKF}	[-]	součinitel teorie trvanlivosti dle SKF
a_{sv}	[m]	minimální výška koutového svaru
b	[m]	využitá ložná šířka dopravního pásu
b_l	[m]	světlá šířka bočního vedení dopravního pásu
b_p	[m]	šířka pera
c	[-]	součinitel nedelšího odporu
d_l	[m]	průměr lana
d	[m]	průměr
d_3	[m]	malý průměr závitu šroubu
f	[-]	součinitel globálního odporu
f	[-]	součinitel tření mezi lanem a bubnem
g	[m.s ⁻²]	gravitační zrychlení
i_p	[-]	výpočtový převodový poměr
i_{ps}	[-]	převodový poměr převodovky
k	[-]	korekční součinitel
k_l	[-]	součinitel korekce průřezu vrchlíku náplně pásu ve sklonu
k_b	[-]	součinitel součinnosti
k_B	[-]	součinitel bezpečnosti brzd dopravníku
k_S	[-]	součinitel bezpečnosti
k	[-]	bezpečnost
k_S	[-]	statická bezpečnost
$k\sigma$	[-]	dynamická bezpečnost z cyklického ohybu
$k\tau$	[-]	statická bezpečnost z Krutu
$k\varphi$	[-]	koefficient plnění
k_4	[-]	koefficient svaru dle metody svařování
l'	[m]	délka přímé části pera
l	[m]	délka pera
m_{VH}	[kg]	hmotnost válečku v horní větvi
m_{VS}	[kg]	hmotnost válečku v dolní větvi
m_p'	[kg]	měrná hmotnost pásu na 1 m délky
m_p	[kg]	měrná hmotnost pásu

m_v	[kg.m]	měrná hmotnost rotujících částí válečků
m	[kg]	hmotnost
n_{VH}	[-]	počet válečků horní větve
n_{VS}	[-]	počet válečků spodní větve
n_B	[ks]	počet nepoháněných bubnů
n_S	[ks]	počet čističů pásu
n_e	[ks]	počet elektromotorů
n_M	[ot/min]	otáčky lektromotoru
n_B	[ks]	počet brzd
n	[ks]	počet rezervních závitů
n_b	[ot/min]	otáčky navíjecího bubnu vrátku
n_m	[ot/min]	otáčky lektromotoru
p	[MPa]	měrný tlak
p_{dov}	[MPa]	dovolený tlak
p	[-]	exponent rovnice trvanlivosti
q_m	[kg/hod]	měrná hmotnost zatěžující materiál
q	[-]	součinitel vrubové citlivosti
r	[m]	poloměr kladky
s	[m]	tloušťka stěny bubnu
t_1	[m]	rozteč válečků v horní větvi
t_2	[m]	rozteč válečků v dolní větvi
t_b	[s]	doba brzdění dopravníku
t_l	[m]	hloubka drážky v náboji
t	[m]	hloubka drážky v hřídeli
t_l	[m]	stoupání lanové drážky na bubnu
t_{sv}	[m]	výška svaru
v	[m/s]	rychlost pásu dopravníku
v_{sk}	[m/s]	skutečná rychlost pásu dopravníku
$v_{rozdíl}$	[m/s]	rozdíl rychlosti pásu a skutečné rychlosti pásu dopravníku
v_v	[m/s]	rychlost pojezdu napínacího vozíku
w	[-]	měrný odpor dopravníku
z	[-]	počet závitů na navíjecím bubnu

B	[m]	šířka dopravního pásu
C	[N]	dynamická únosnost ložiska
C_o	[N]	statická únosnost ložiska
D	[m]	průměr bubnu dopravníku
D_k	[m]	normalizovaný průměr kladky
D_{bmin}	[m]	minimální průměr navíjecího bubnu
D_b	[m]	normalizovaný průměr navíjecího bubnu
D	[m]	vnější průměr ložiska
F	[N]	obvodová síla na poháněcím bubnu
F_1	[N]	síla potřebná pro překonání pohybových odporů dopravníku
F_2	[N]	síla potřebná k překonání dopravní výšky
F_p	[N]	přídavné a vedlejší odpory dopravníku
F_{N1}	[N]	odpor setrvačných sil v místě nakládání v oblasti urychlování
F_{N2}	[N]	odpor tření mezi dopravovanou hmotou a bočním vedením v místě urychlování
F_B	[N]	odpor v ohybu pásu na bubnu a v ložiskách bubnu
F_c	[N]	odpor čističe pásu
F_N	[N]	hlavní odpory
F_z	[N]	napínací síla
F_{os}	[N]	skutečný tah v dopravním pásu
F_{min}	[N]	síla odpovídající třídě pevnosti pro lana
F_o	[N]	obíhající síla
F_a	[N]	axiální síla na ozubení
F_r	[N]	radiální síla na ozubení
F_t	[N]	obvodová síla na ozubení
H	[m]	dopravní výška dopravníku
J_p	[kg.m ²]	moment setrvačnosti převodovky
J_b	[kg.m ²]	moment setrvačnosti bubnů dopravníku
J_S	[kg.m ²]	moment setrvačnosti spojky
J_M	[kg.m ²]	moment setrvačnosti motoru
L	[m]	délka dopravníku
L_3	[m]	délka válečků
L_o	[m]	přídavná délka
L_c	[m]	celková délka

L_N	[m]	minimální urychlovací délka
L	[m]	délka navinutého lana
L_{bz}	[m]	délka závitové části navíjecího bubnu
L_b	[m]	délka navíjecího bubnu
$L_{10,h}$	[hod]	trvanlivost ložiska
M_{SM}	[N.m]	statický moment od zatížení dopravníku redukovaný na hřídel motoru
M_M	[N.m]	moment elektromotoru bubnu pásového dopravníku
M_{B1}	[N.m]	brzdňý moment potřebný k zastavení dopravníku
M_{B2}	[N.m]	brzdňý moment potřebný k udržení dopravního pásu v klidu
M_{DM}	[N.m]	dynamický moment od zpoždění posuvných a rotačních hmot dopravníku redukovaný na hřídel motoru
M_B	[N.m]	moment použité brzdy
M_{Omax}	[N.m]	maximální ohybový moment
M_k	[N.m]	krouticí moment
M_{red}	[N.m]	redukovaný moment na hřídeli
M_O	[N.m]	ohybový moment
P	[kW]	provozní výkon pásového dopravníku
P_M	[kW]	příkon elektromotoru
Q	[kg/hod]	dopravní výkon
Q_{vp}	[kg/hod]	dpravované množství
Q_{rozdl}	[kg/hod]	rozdíl dopravovaného množství
R	[m]	poloměr zaoblení
Re	[MPa]	mez kluzu v tahu
Rm	[MPa]	mez pevnosti v tahu
S_p	[m ²]	požadovaný průřez náplně pásu
S	[m ²]	náplň pásu
S_s	[m ²]	skutečný dopravní průřez
S_H	[-]	součinitel bezpečnosti proti vzniku únavového poškození boků zubů
S_F	[-]	součinitel bezpečnosti proti vzniku únavového lomu v patě zubu
S_{Hmin}	[-]	minimální bezpečnost proti vzniku únavového poškození boků zubů
S_{Fmin}	[-]	minimální bezpečnost proti vzniku únavového lomu v patě zubů
W_o	[mm ³]	průřezový modul v ohybu
W_k	[mm ³]	průřezový modul v krutu
W_{ks}	[mm ³]	průřezový modul svaru

Z	[N]	osová síla ve šroubech příložek
α	[°]	úhel opásání
α	[°]	součinitel vodící kladky
α	[-]	tvarový součinitel v drážce pro pero
β	[-]	součinitel koncentrace napětí
β_{sv}	[-]	součinitel výšky koutového svaru
ε	[°]	úhel sklonu dopravníku
ε_v	[-]	součinitel velikosti
η_p	[-]	součinitel jakosti povrchu
λ_v	[°]	úhel sklonu bočních válečků
μ	[-]	součinitel tření mezi dopravním pásem a válečkem
μ_B	[-]	součinitel tření mezi dopravovaným materiálem a bočním vedením
μ_c	[-]	účinnost poháněcí stanice
μ	[-]	součinitel tření mezi dopravním pásem a bubnem
ρ_s	[kg/m ³]	sytná hmotnost
σ_O	[MPa]	napětí v ohybu
σ_{DO}	[MPa]	dovolené napětí v ohybu
σ_t	[MPa]	napětí v tahu
σ_{Dt}	[MPa]	dovolené napětí v tahu
σ_c	[MPa]	mez únavy pro souměrně střídavý cyklus
σ_c^*	[MPa]	mez únavy reálné součásti pro souměrně střídavý cyklus
σ_{red}	[MPa]	redukované napětí
σ_{tl}	[MPa]	tlakové napětí na bubnu
τ_k	[MPa]	napětí v krutu
τ_{Dk}	[MPa]	dovolené napětí v krutu
Ψ_{dyn}	[°]	dynamický sytný úhel

1. Rešerše napínacích zařízení pásových dopravníků

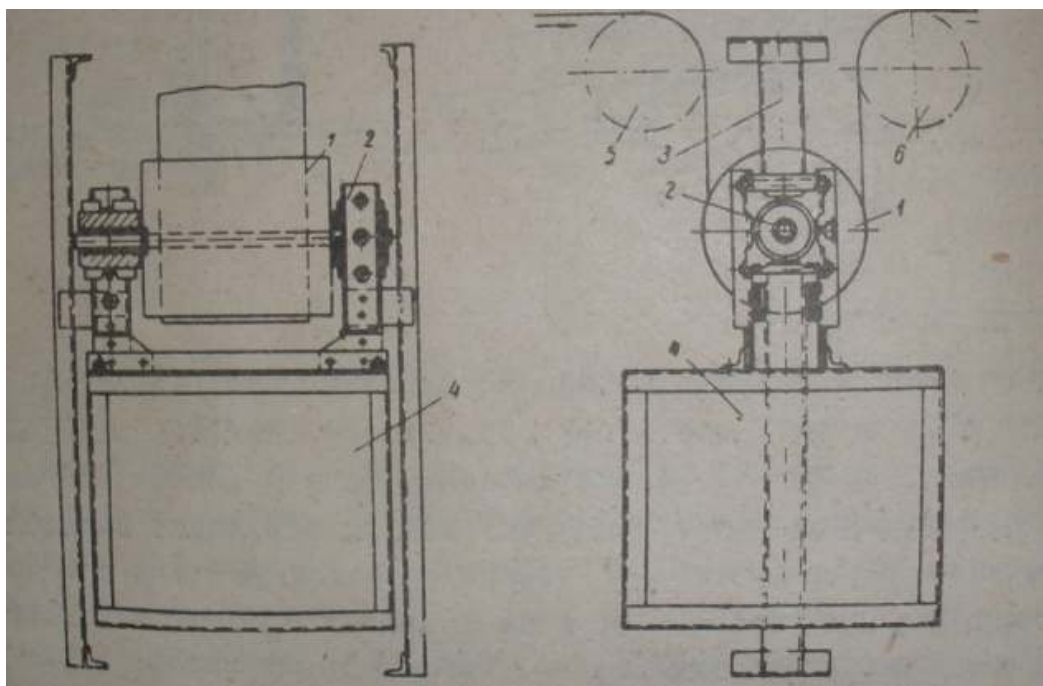
(teoretická část je čerpána z [1], [2], [4], [5], [6], [7], [21], [22])

1.1. Napínací zařízení

Slouží k tomu aby pás nepřeklouzával na hnacím bubnu a aby příliš nepřevísnul mezi podpornými válečky, musí být stále napnutý určitou silu. K tomu slouží napínací zařízení, které kromě toho má za další úkol vyrovnávat prodloužení pásu vznikající při provozu. Hlavní součástí každého napínacího zařízení je napínací buben obvykle shodného provedení jako hnací buben.

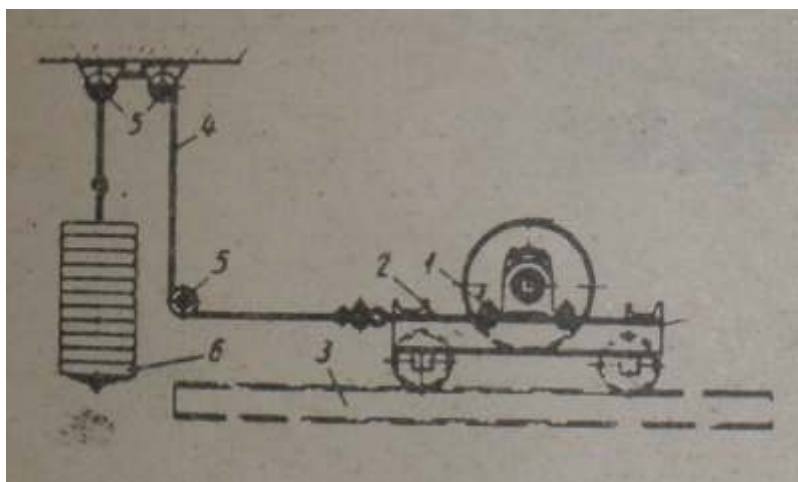
Podle směru posuvu napínacího bubnu rozlišujeme napínací zařízení se svislým posuvem nebo posuvem ve směru osy dopravníku a podle způsobu napínání na zařízení se závažím působícím automaticky nebo s napínacími šrouby, které vyžadují ruční regulaci a neustálý dohled.

Napínací zařízení se svislým posuvem závaží a bubnu obvykle umístíme ve spodní prázdné větvi pásu blízko hnacího bubnu. To má za následek, že napětí spodní větve pásu, odvíjející se z hnacího bubnu, je stále ovlivňované možnou změnou velikosti pasivních odporů podpurných válečků, což je výhodné u dlouhých dopravníků. Kromě toho dlouhé pásy vyžadují poměrně značný posuv napínacího bubnu na kompenzaci prodloužení, což se dá s ohledem na místo obvykle lepší docílit při posuvu svislém (viz. obr. 1). Napínací buben je uložený otočně v nastavitelných ložiskách, dole pak plechová nádoba, naplněná dostatečným množstvím zátěže. Po stranách jsou vodítka, které vedou napínací buben ve svislé rovině. Nevýhodou toho uspořádání je, že tady pás trpí víc ohybem oproti zařízení s posuvem v ose dopravníku nebo se taky ohýbá víc přes vodící bubny a napínací buben.



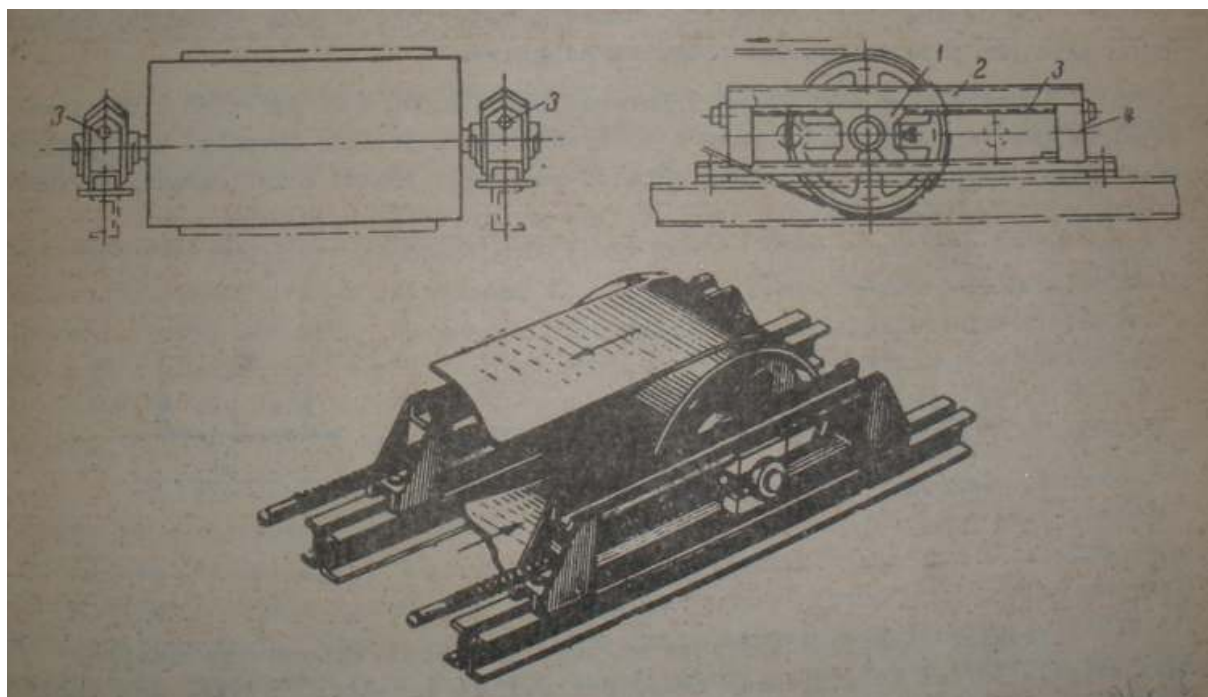
Obr. 1.1. Napínací zařízení pro posuv svislý [1]

Zařízení s posuvem napínacího bubnu v ose dopravníku (viz. obr. 2). Napínací buben, který je tu zároveň vratným bubnem, je uložený v ložiskách na napínacím vozíku, který se může pohybovat po horní části nosné konstrukci dopravníku. Ocelové lano vedené přes kladky je jedním koncem upevněné na rámu vozíku a na druhém konci je tažené napínacím závažím, které obvykle bývá z betonových kotoučů navlečených na ocelovou tyč. Nevýhodou tohoto uspořádání je, že napětí spodní prázdné větve pásu na hnacím bubnu kolísá nebo je závislé na odporech dolních podpěrných válečků. Hodí se na dopravníky kratších a středních délek.



Obr. 1.2. Napínací zařízení pro posuv v ose dopravníku [1]

Příklad zařízení s napínacími šrouby je na obr. 3. Ložiska na hřídeli napínacího bubnu jsou kluzně uložené ve vedení. V horní části každého ložiska je vytvořená matice pro posouvající šroub, uloženou otočně ve stojanech vedení. Vyčnívající konce šroubů jsou ukončené čtyřhranem pro nasazení klíče. Otáčením šroubu se posouvají ložiska s napínacím bubnem. Toto zařízení je jednodušší a lehčí než zařízení se závažím. Nevýhodou je, že nezaručuje stálé napnutí pásu a vyžaduje trvalý dohled a regulaci. Používá se v různých konstrukčních obměnách při dopravnících přenosných a pojezdových i při dopravnících do délky 45 – 50 m.



Obr.1.3. Napínací zařízení s napínacími šrouby [1]

Při všech druzích napínacích zařízení se má uvažovat posuv napínacího bubnu pro vodorovný dopravník hodnotu 1% jeho délky a pro šikmý dopravník hodnotu 1,5%, kde ji pás obvykle více zatížený tahem a proto se i více prodlužuje.

Pro pryžové pásy se doporučuje volit maximální průměr napínacího bubnu dle vzorce:

$D_n = 100 \cdot i$, kde i ... je počet vložek pásu a průměr vodících bubnů s opásáním 90° dle:

$$D_v = 80 \cdot i.$$

U nás se volí obvykle velikost průměru napínacího bubnu dle počtu vložek a šířky pásu v mezích 1 – 0,5 průměru hnacího bubnu.

Pás musí být dostatečně napnut, neboť přenos obvodové síly z bubnu na pás je uskutečněn třením. Zatížený gumový pás se prodlužuje v oblasti pružných i trvalých deformací. Při změnách zatížení se pružné deformaci pásu vyskytují jisté hysterezní jevy, takže tato deformace závisí i na rychlosti, s jakou probíhá změna zatížení. Proto někteří autoři udávají statický modul pružnosti pásu pro pomalé změny zatížení a dynamický modul pro změny zatížení, probíhající rychle. Pro praktické účely se zavádí pojem tahové tuhosti pásu, definovaný na základě Hookova zákona:

$$E \cdot S = \frac{T}{\varepsilon} \quad [5]$$

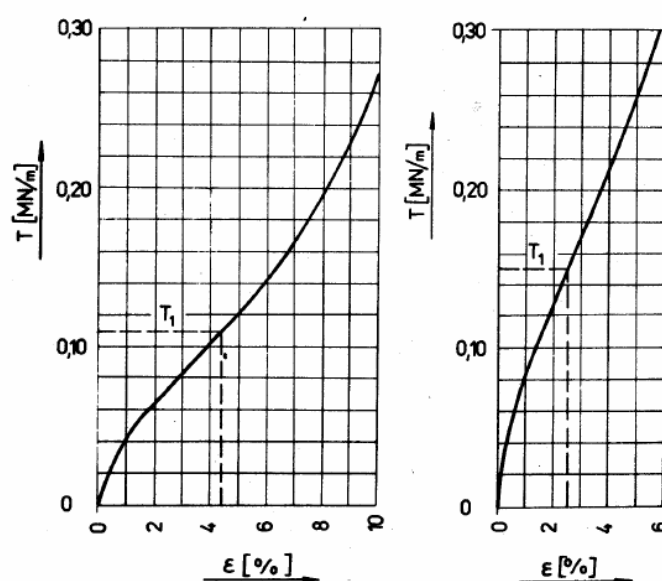
kde $E \dots$ je modul pružnosti v tahu [MPa]

$S \dots$ plocha průřezu pásu [mm^2]

$T \dots$ zatížení pásu [N]

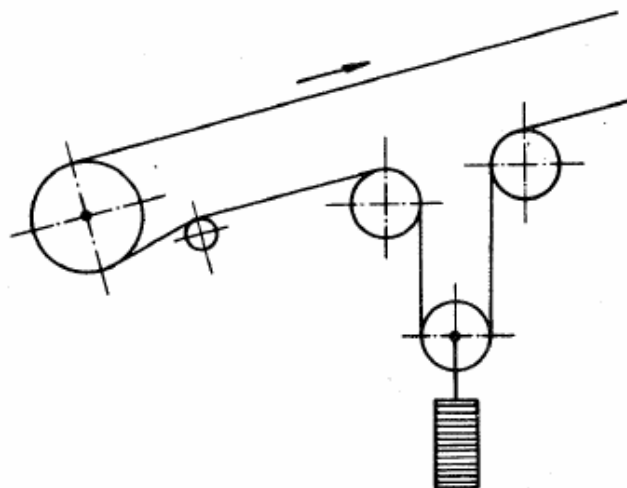
$\varepsilon \dots$ poměrné prodloužení [-]

Platnost Hookova zákona je podmaněna lineární závislostí napětí (zatížení) na poměrném prodloužení. Podle měření je tato závislost v oblasti praktických zatížení téměř lineární. Z obr. 4. je patrné, že v rozsahu zatížení pásu $(0,5 - 1,5) \cdot T_1$, kde T_1 je největší dovolená tahová síla v pásu, může být křivka grafické závislosti s vyhovující přesností nahrazena přímkou.



Obr. 1.4. Zatížení pásu [5]

Potřebný posuv napínacího bubnu bývá v běžných případech asi 2% dopravní délky. U dopravníků do délky 30m se pás napíná pomocí šroubů jak už bylo výše uvedeno; napínací buben je uložen na saních, které je možno posouvat napínacími šrouby. U delších dopravníků je pás napínán závažím buď přes koncový napínací buben nebo smyčkou v dolní větvi dopravního pásu viz. obr. 5.

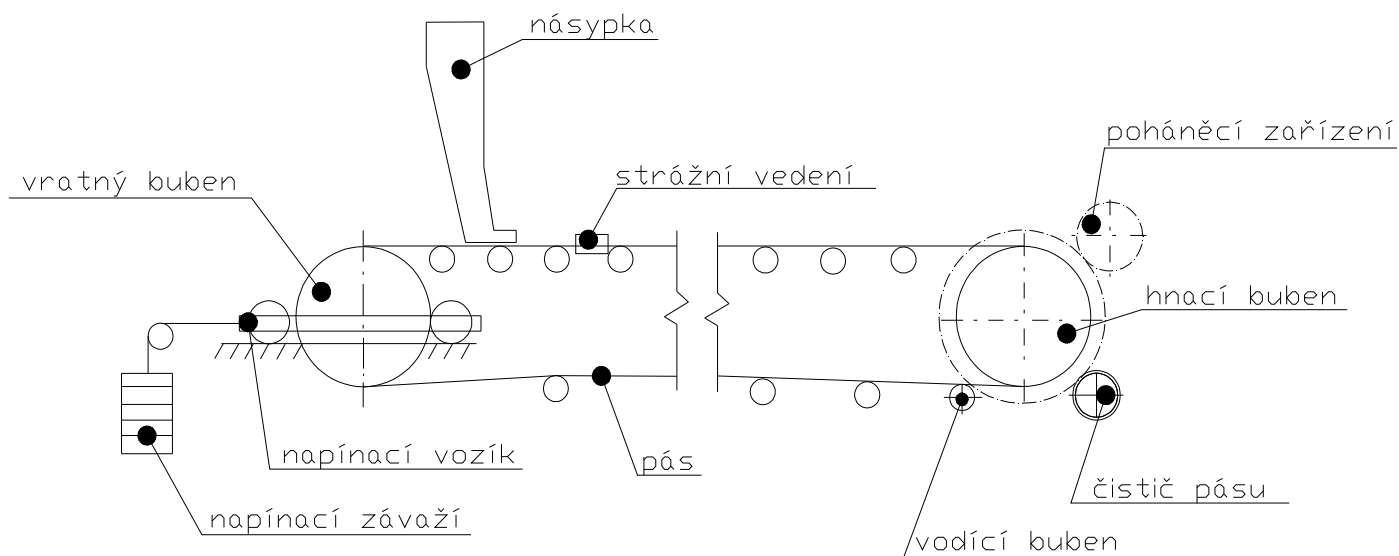


Obr. 1.5. Napínání pásu smyčkou v dolní větvi [5]

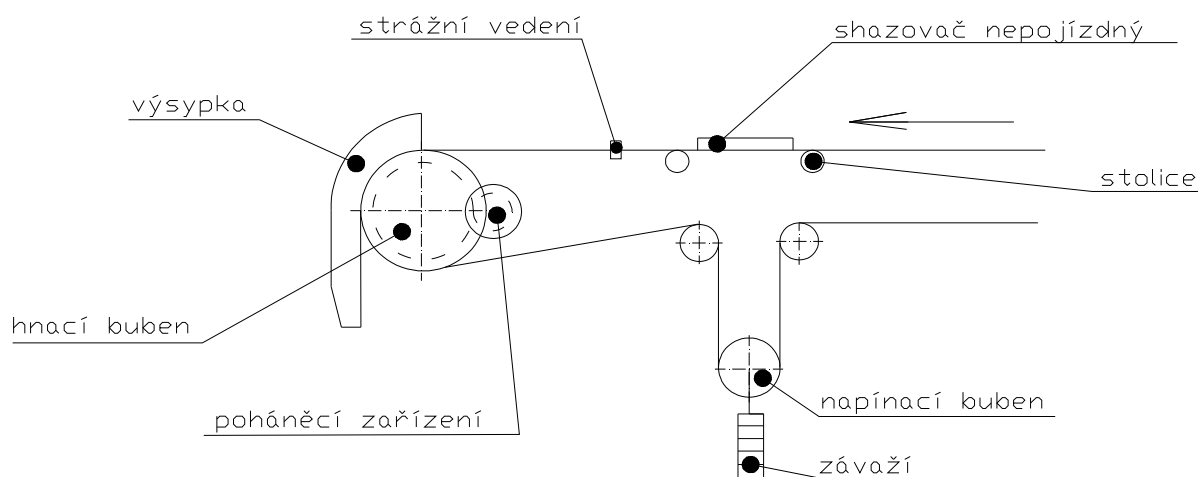
1.2. Pásové dopravníky, napínání pásových dopravníků

Pásové dopravníky jsou mechanické dopravníky s tažným a nosným orgánem v podobě nekonečného pásu vedeného a poháněného bubny a podpíraného válečky. Jsou vhodné především pro dopravu hmot sypkých, ale i kusových materiálu a to ve směru vodorovném, šikmém a ve zvláštních případech i ve směru strmém.

Pásové dopravníky se dnes stavějí pro dopravované množství až $10\,000\text{ m}^3\cdot\text{h}^{-1}$ a dopravovanou vzdálenost, kterou lze překlenout jedním dopravníkem, může být podle členění terénu až 5000m. Delší dopravníky se skládají z několika sekcí. Rychlost dopravního pásu může být až $10\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$. Volíme ji vždy s přihlédnutím k účelu dopravníku a k dopravovanému materiálu a některé doporučené rychlosti udává norma. Normalizované šířky pásu jsou v rozmezí 400 – 2000 mm.

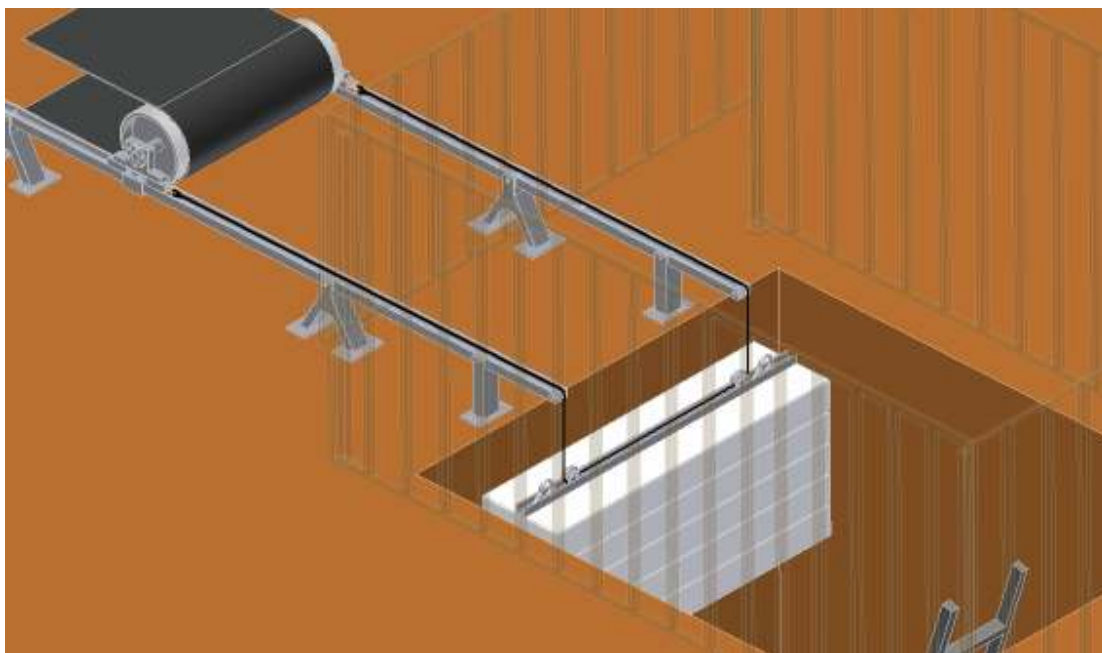


Obr. 1.6. Schéma pásového dopravníku napínaného pohyblivým vozíkem [6]



Obr. 1.7. Schéma pásového dopravníku napínaného závažím [6]

Na těchto obrázcích jsou schématicky znázorněny pásové dopravníky jednak s napínáním pohyblivým vozíkem a jednak s pevnými bubny, které jsou napínány závažím. Obrázky současně uvádějí platné názvosloví jednotlivých částí dopravníků. Pásové dopravníky bývají nejčastěji stabilní, avšak mohou být i pojízdné, či přenosné a ve speciálních případech přesuvné.



Obr.1.8. Napínání pásu závažím [4]

1.2.1. Napínání pásu dle firmy Jakos spol s.r.o.

U dopravníků firmy Jakos je napínání řešeno několika možnými způsoby. Použití daného typu napínání je odvislé od dispozičního řešení, délky dopravníku a požadavku zákazníka. Nejčastěji používané je napínání pomocí tlačného trapézového šroubu, kdy napínací buben tvoří současně vratný buben na násypném konci dopravníku. Jiná alternativa je napínací smyčka ve spodní větvi dopravníku používaná u dopravníků větších délek, protože znásobuje délku napínání. Další alternativou je gravitační napínání, které do jisté míry snižuje nároky na četnost kontroly napnutí pásu. Před napínacím a vratným bubnem je vždy umístěn vnitřní šípový stěrač zabezpečující čistotu povrchu bubnu a tím směrově stabilní chod pásu. Způsob napínání a pohonu dopravního pásu je vždy pečlivě volen na základě konkrétních nároků na zařízení v provozu.

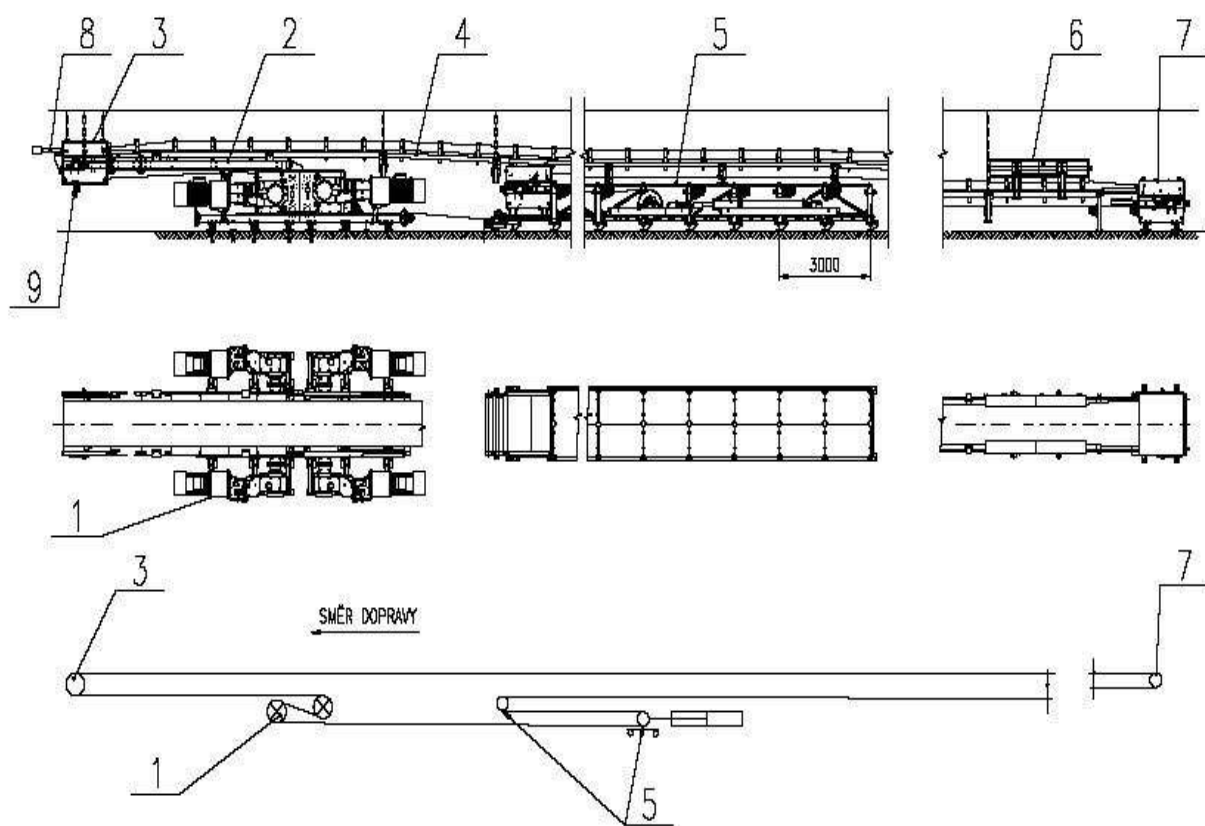
Pro eliminaci provozních vlivů, které by mohly mít vliv na směrovou stabilitu chodu pásu, osazujeme dopravníky samostavitelnými centrovacími stanicemi.



Obr. 1.9. Napínání pásu dle firmy Jakos [21]

1.2.2. Napínací zařízení dle firmy Ostroj

Napínací síla je vyvozena přímočarými pneumaty se zdvihem 2,9 m a je konstantní při různých provozních stavech dopravníku (rozjezd, ustálený stav, brzdění). Může tvořit zároveň zásobník pásu. Operativní zdvih napínacího zařízení eliminující pružné prodloužení pásu je 2,9 m. Celkový zdvih napínacího zařízení eliminující trvalé prodloužení pásu je možno volit v závislosti na celkové délce dopravníku (s modulem 3 m).

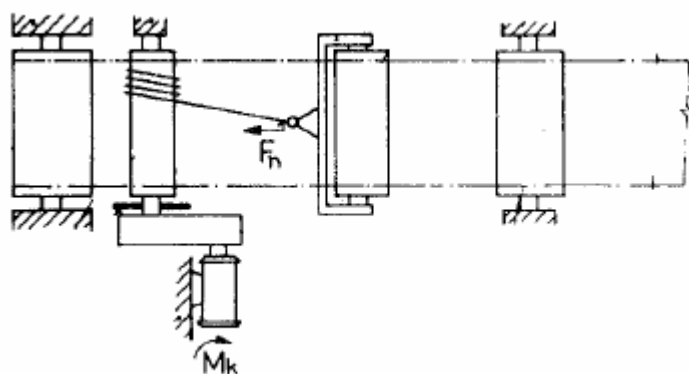


Obr. 1.10. Napínací zařízení dle firmy Ostroj [22]

- 1 – Poháněcí stanice
- 2 – Výložník
- 3 – Výsypná hlava
- 4 – Trať
- 5 – Napínací zařízení pneumatické
- 6 – Přesypová stolice
- 7 – Vratná stanice
- 8 – Čelní stěrač

1.2.3. Napínání elektrickým vrátkem

Při napínání pásu pomocí elektrického vrátku je možno napínací sílu regulovat buď ručně nebo automaticky. Cílem napínání pomocí elektrického vrátku je napodobení gravitačního napínání. Pohon takového vrátku bývá zpravidla tvořen asynchronním motorem (AM), který je přes převodovku spřažen s lanovým bubnem, na kterém je navinuto lano. Konec lana je upevněn na vozíku opatřeném napínacím bubnem. V obvodě kotvy AM je zařazen odpor tak velký, že krouticí moment AM má alespoň během rozběhu v podstatě konstantní průběh nezávislý na otáčkách. Proti krouticímu momentu AM působí proti moment od pásu. Smysl otáčení AM se samočinně nastaví podle toho, který z momentů převládá. Tím je napodobeno gravitační napínání pásu, přičemž tíha závaží je nahrazena konstantním kroutícím momentem AM.



Obr. 1.11. Napínání dopravního pásu elektromotorem [7]

Cílem napínacího zařízení je udržovat potřebnou hodnotu předpětí, protože pás se vlivem pružnosti prodlouží a bez napínacího zařízení by došlo k poklesu předpětí v pásu a tím i k prokluzu na poháněcích bubnech. Dále je cílem omezit průvěs pásu mezi válečkovými stolicemi a vyrovnat prodloužení pásu vyplývající z jeho trvalé deformace v průběhu provozu. Napínací zařízení plní, ale i jiné funkce. Například u dlouhých dopravníků tvoří zároveň zásobník pásu, který umožňuje při prodlužování nebo zkracování tratě vyměňovat úseky.

2. Výpočet tažné síly pásové dopravníku

Zadané hodnoty:

$$Q=1500 \text{ t/h}$$

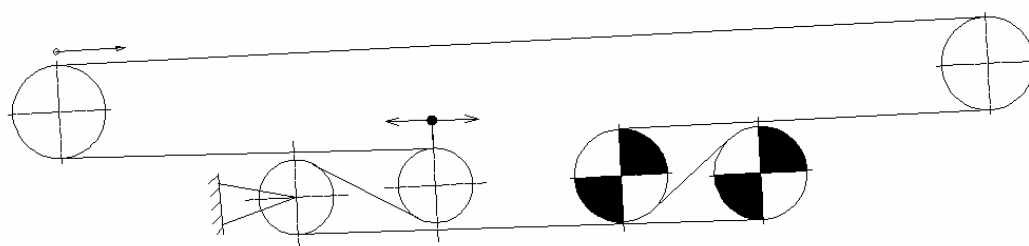
$$\Psi_{\text{dyn}}=16^\circ - \text{voleno [12]}$$

$$\rho_s=1000\text{kg/m}^3 - \text{voleno pro černé uhlí [12]}$$

$$L=400\text{m}$$

$$B=1,2\text{m}$$

$$\varepsilon=10^\circ - \text{úhel sklonu dopravníku}$$



Obr. 2.1. Schéma dopravníku

Výpočet dle ČSN ISO 5048 [11]

2.1. Volba rychlosti pásu

$$\text{- volím } v = \underline{4\text{m} \cdot \text{s}^{-1}} \quad (2.1)$$

2.2. Výpočet požadovaného průřezu náplně pásu

$$\begin{aligned} S_p &= \frac{Q}{3,6 \cdot v \cdot \rho_s \cdot k_\varphi} \\ S_p &= \frac{1500}{3,6 \cdot 4 \cdot 1000 \cdot 0,8} \\ S_p &= \underline{\underline{0,130\text{m}^2}} \end{aligned} \quad (2.2)$$

$$k_{\varphi} = (0,7 \div 0,9)$$

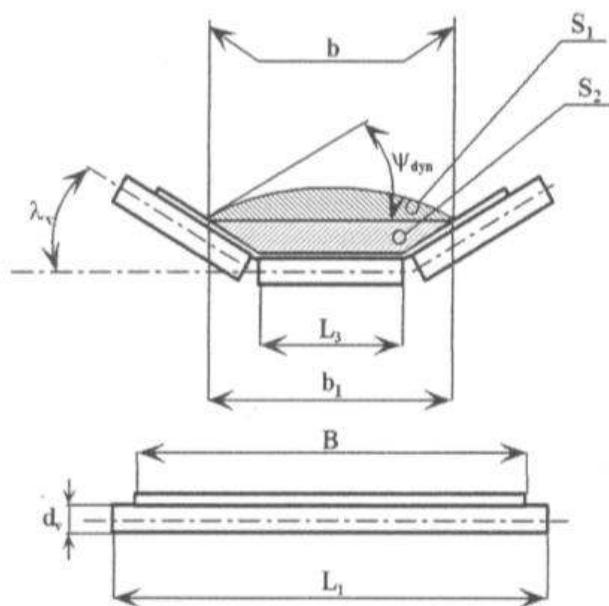
$$\underline{k_{\varphi} = 0,8}$$

k_{φ} - koeficient plnění [11]

S_P - potřebný dopravovaný průřez

2.3. Volba šířky dopravního pásu a výpočet náplně pásu

- šířka pásu dáno dle zadání $B = 1,2\text{m}$
- volím pás korýtkový s tří válečkovým uspořádáním
- volím úhel sklonu bočních válečků $\lambda_v = (0;45^\circ)$volím $\lambda_v = 30^\circ$ [11]
- volím délku válečků $L_3 = 0,465\text{m}$ [9]



Obr. 2.2. Schéma uspořádání válečků tratě dopravníku

2.3.1. Výpočet náplně pásu

$$\begin{aligned}
 b_p &= 0,9 \cdot B - 0,05 & b_1 &= b_p \cdot \cos \lambda_v + L_3 \cdot (1 - \cos \lambda_v) \\
 b_p &= 0,9 \cdot 1,2 - 0,05 & b_1 &= 1,03 \cdot \cos 30 + 0,465 \cdot (1 - \cos 30) \\
 b_p &= \underline{1,03m} & b_1 &= \underline{0,954m}
 \end{aligned} \tag{2.3}$$

$$\begin{aligned}
 S_1 &= \frac{1}{6} \cdot b_1^2 \cdot \operatorname{tg} \psi_d & S_2 &= \frac{1}{4} \cdot (b_1^2 - L_3^2) \cdot \operatorname{tg} \lambda_v \\
 S_1 &= \frac{1}{6} \cdot 0,954^2 \cdot \operatorname{tg} 16^\circ & S_2 &= \frac{1}{4} \cdot (0,954^2 - 0,465^2) \cdot \operatorname{tg} 30^\circ \\
 S_1 &= \underline{0,044m^2} & S_2 &= \underline{0,1m^2}
 \end{aligned} \tag{2.4}$$

$$\begin{aligned}
 S &= S_1 + S_2 \\
 S &= 0,0406 + 0,1 \\
 S &= \underline{\underline{0,144m^2}}
 \end{aligned} \tag{2.5}$$

Pro dovrchní hmotu, která je dávana na skloněnou část pásu je nutno S násobit korekčním součinitelem k:

$$\begin{aligned}
 k &= 1 - \frac{S_1}{S} \cdot (1 - k_1) & k_1 &= \left(\frac{\cos^2 \varepsilon - \cos^2 \psi_d}{1 - \cos^2 \psi_d} \right)^{0,5} \\
 k &= 1 - \frac{0,044}{0,144} \cdot (1 - 0,78) & k_1 &= \left(\frac{\cos^2 10^\circ - \cos^2 16^\circ}{1 - \cos^2 16^\circ} \right)^{0,5} \\
 k &= \underline{0,933} & k_1 &= \underline{0,78}
 \end{aligned} \tag{2.6}$$

$$\begin{aligned}
 S_s &= S \cdot k \\
 S_s &= 0,933 \cdot 0,144 \\
 S_s &= \underline{\underline{0,134m^2}}
 \end{aligned} \tag{2.7}$$

Ss.....skutečný dopravní průřez

2.4. Porovnání Ss a Sp

Ss => Sp

0,134 > 0,130vyhovuje

2.5. Obvodová síla na poháněcím bubnu

$$F = F_1 + F_2 + F_p \quad (2.8)$$

2.5.1. Parametry potřebné pro výpočet

dopravní výkon $Q = 1500t / hod$

šířka pásu $B = 1,2m$

rychlost pásu $v = 4m \cdot s^{-1}$ - voleno [11]

úhel opásání bubnu $\alpha = 210^\circ$

Horní větev: Uspořádání $n_{VH}=3$ tříválečkové

Rozteč válečků $t_1 = 1,2m$ - voleno

Hmotnost válečku $m_{VH} = 6,1kg$ - voleno [11]

Spodní větev: Uspořádání $n_{VS}=2$ dvouválečkové

Rozteč válečků $t_2 = 3,6m \Rightarrow t_2 = 2 \cdot t_1$

Hmotnost válečku $m_{VS} = 17,3kg$ - voleno [11]

Měrná hmotnost pásu [11]

$$mp' = \underline{14,2kg/m^2}$$

mp' - měrná hmotnost pásu na 1m délky [23]

$$mp = mp' \cdot B = \underline{17,04 kg/m^1} \quad (2.9)$$

výpočet měrného pohybového odporu

$$w = c \cdot f$$

$$w = 1,25 \cdot 0,02 \quad (2.10)$$

$$w = \underline{0,031}$$

$$\begin{aligned}
c &= \frac{L_0 + L_c}{L_c} \\
c &= \frac{100 + 400}{400} \\
c &= \underline{1,25}
\end{aligned}
\tag{2.11}$$

$$\begin{aligned}
f &= (0,016 \div 0,03) & L_0 &= (70 \div 100) \\
f &= \underline{0,02} & L_0 &= \underline{100m}
\end{aligned}$$

f - součinitel globálního odporu [11]

c - součinitel vedlejšího odporu

L_0 - přídavná délka [11]

Výpočet měrné hmotnosti zatěžujícího materiálu

$$\begin{aligned}
q_m &= \frac{Q}{3,6 \cdot v} \\
q_m &= \frac{1500}{3,6 \cdot 4} \\
q_m &= 104 \frac{kg}{m}
\end{aligned}
\tag{2.12}$$

Výpočet hmotnosti rotujících částí válečků

$$\begin{aligned}
m_{VH} &= \frac{n_{VH} \cdot m_{VH}}{t_1} \\
m_{VH} &= \frac{3 \cdot 6,1}{1,2} \\
m_{VH} &= 15,25 \frac{kg}{m}
\end{aligned}
\tag{2.13}$$

$$\begin{aligned}
m_{VS} &= \frac{n_{VS} \cdot m_{VS}}{t_2} \\
m_{VS} &= \frac{2 \cdot 17,3}{3,6} \\
m_{VS} &= 9,61 \frac{kg}{m}
\end{aligned}
\tag{2.14}$$

$$\begin{aligned}
m_v &= m_{vH} + m_{vS} \\
m_v &= 15,25 + 9,61 \\
m_v &= 24,86 \frac{kg}{m}
\end{aligned}
\tag{2.15}$$

2.5.2. Výpočet obvodové síly na poháněcím bubnu

Síla potřebná pro překonání odporů dopravníku (hlavní odpory dopravníku)

$$\begin{aligned}
F_1 &= w \cdot L \cdot g \cdot [(2m_p + q_m) \cdot \cos \varepsilon + m_v] \\
F_1 &= 0,031 \cdot 400 \cdot 9,81 \cdot [(2 \cdot 17,04 + 104) \cdot \cos 10^\circ + 24,86] \\
F_1 &= 19,566 kN
\end{aligned}
\tag{2.16}$$

Síla potřebná pro překonání dopravní výšky

$$\begin{aligned}
F_2 &= q_m \cdot H \cdot g \\
F_2 &= 104 \cdot 70 \cdot 9,81 \\
F_2 &= 71,417 kN
\end{aligned}
\tag{2.17}$$

$$\begin{aligned}
\sin \varepsilon &= \frac{H}{400} \Rightarrow H = \sin 10^\circ \cdot 400 \\
H &= 70 m
\end{aligned}$$



Obr. 2.3. Schéma dopravní výšky

Výpočet přidavných a vedlejších odporů dopravníku

$$F_P = F_{N1} + F_{N2} + n_b \cdot F_B + n_C \cdot F_C + F_{BV} + F_S + F_{SV} + F_{TM} \tag{2.18}$$

$F_{BV}, F_S, F_{SV}, F_{TM}$ - s těmito hodnotami neuvažují, jsou tedy nulové

Odpor setrvačných sil v místě nakládání v oblasti urychlování

$$\begin{aligned}
 F_{N1} &= q_m \cdot v \cdot (v - v_0) \\
 F_{N1} &= 104 \cdot 4 \cdot (4 - 0) \\
 \underline{\underline{F_{N1} = 1,664 kN}}
 \end{aligned} \tag{2.19}$$

Minimální urychlovací délka

$$\begin{aligned}
 L_N &= \frac{v^2 - v_0^2}{2 \cdot g \cdot \mu_B} \\
 L_N &= \frac{4^2 - 0^2}{2 \cdot 9,81 \cdot 0,5} \\
 \underline{\underline{L_N = 1,63 m}}
 \end{aligned} \tag{2.20}$$

μ_B - součinitel tření mezi dopravovaným mat. a bočním vedením $\mu_B = (0,5 - 0,8)$, volím 0,5 [11]

Odpor tření mezi dopravovanou hmotou bočním vedením v místě urychlování

$$\begin{aligned}
 F_{N2} &= \frac{\mu_B \cdot q_m^2 \cdot v^2 \cdot g \cdot L_N}{\rho_s \cdot \left(\frac{v + v_0}{2} \right)^2 \cdot b_1^2} \\
 F_{N2} &= \frac{0,5 \cdot 104^2 \cdot 4^2 \cdot 9,81 \cdot 1,17}{1000 \cdot \left(\frac{4 + 0}{2} \right)^2 \cdot 0,954^2} \\
 \underline{\underline{F_{N2} = 380 N}}
 \end{aligned} \tag{2.21}$$

Odpor čističe pásu:

$$\begin{aligned}
 F_C &= 200 \cdot B \\
 F_C &= 200 \cdot 1,2 \\
 \underline{\underline{F_C = 240 N}}
 \end{aligned} \tag{2.22}$$

Přídavné a vedlejší odpory dopravníku

$$\begin{aligned}F_p &= F_{N1} + F_{N2} + n_b \cdot F_B + n_c \cdot F_C \\F_p &= 1664 + 380 + 4 \cdot 500 + 3 \cdot 240 \\F_p &= 4,764k\ N\end{aligned}\tag{2.23}$$

n_B - 4 ks, n_B - počet nepoháněných bubnů

n_c = 3 ks, n_c - počet čističů pásů

F_B - Odpor v ohybu pásu na bubnu a v ložiskách bubnu, F_B = 500 až 1500 $\Rightarrow F_B$ = 500N [11]

ad. 2.5. Obvodová síla na poháněcím bubnu

$$\begin{aligned}F &= F_1 + F_2 + F_p \\F &= 19566 + 71417 + 4764 \\F &= 95,800kN\end{aligned}$$

2.6. Výpočet potřebného provozního výkonu pásového dopravníku

$$\begin{aligned}P &= \frac{F \cdot v}{10^3 \cdot \mu_c} \cdot k_b \\P &= \frac{95800 \cdot 4}{10^3 \cdot 0,95} \cdot 1,1 \\P &= 444kW\end{aligned}\tag{2.24}$$

μ_c = 0,95 - účinnost poháněcí stanice [11]

k_b = 1,1 - součinitel součinnosti [11]

2.7. Určení příkonu elektromotoru

$$\begin{aligned}P_M &\geq \frac{P}{n_e} \\P_M &\geq \frac{444}{2} \\ \underline{\underline{P_M &\geq 222 kW}}\end{aligned}\tag{2.25}$$

n_e ...počet použitých elektromotorů, volím dva elektromotory

2.7.1. Volba motoru

Volím 3 – fázový elektromotor SG7 650M-4, dle katalogu Damel [24]

Jmenovitý výkon elektromotoru	$P_M = 250 \text{ kW}$
otáčky	$n_M = 1475 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$
Moment setrvačnosti motoru	$J_M = 5,05 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-2}$
Jmenovitý moment motoru	$M_M = 1620 \text{ Nm}$
hmotnost	$m = 1220 \text{ kg}$

2.8. Volba bubnu podle šířky pásu [11]

Šířka pásu $B=1200 \text{ mm}$

Poháněcí buben:

Průměr bubnu	$D = 1000 \text{ mm}$
Moment setrvačnosti	$J_B = 93,25 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
Hmotnost bubnu	$m = 1218 \text{ kg}$

Vratný buben:

Průměr bubnu	$D = 800 \text{ mm}$
Moment setrvačnosti	$J_B = 43,57 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
Hmotnost bubnu	$m = 780 \text{ kg}$

2.9. Volba převodovky

Výpočtový převodový poměr převodovky

$$\begin{aligned}
 i_p &= \frac{n_M}{v} \cdot \pi \cdot D \\
 i_p &= \frac{1475}{60 \cdot 2} \cdot \pi \cdot 1 \\
 i_p &= \underline{38,6}
 \end{aligned}
 \tag{2.26}$$

i_p - výpočtový převodový poměr

i_{ps} - převodový poměr převodovky

J_p - moment setrvačnosti převodovky

Volím 2 převodovky elprim, velikost 100 [25]

- $J_p = 0,1123 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$

- $i_{ps} = 50$

- $P = 266 \text{ kW}$

2.10. Volba spojky

Volím 2 spojky dle katalogu JAW-FLEX [26]

Moment setrvačnosti spojky mezi motorem a převodovkou	$J_{s1} = 0,102 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$
---	--

2.11. Kontrola pohonu dopravníku na rozběh

$$M_{SM} < M_M$$

M_{SM} - statický moment od zatížení dopravníku redukováný na hřídel motoru

M_M - moment elektromotoru

$$\begin{aligned}M_{SM} &= \frac{1}{n_e} \cdot F \cdot 0,5 \cdot D \cdot \frac{1}{\eta \cdot i_{Ps}} \\M_{SM} &= \frac{1}{2} \cdot 95800 \cdot 0,5 \cdot 0,8 \cdot \frac{1}{0,95 \cdot 50} \\M_{SM} &= \underline{\underline{504 N \cdot m}}\end{aligned} \quad (2.27)$$

Podmínka:

$$M_{SM} < M_M$$

$$504 < 1620 \dots \dots \dots \text{vyhovuje}$$

2.12. Kontrola dopravovaného množství

$$\begin{aligned}v_{sk} &= \frac{i_p}{i_{ps}} \cdot v \\v_{sk} &= \frac{38,6}{50} \cdot 4 \\v_{sk} &= \underline{\underline{3,088 m \cdot s^{-1}}}\end{aligned} \quad (2.28)$$

$$\begin{aligned}v_{rozdl} &= |v_{sk} - v| \\v_{rozdl} &= |3,088 - 4| \\v_{rozdl} &= \underline{\underline{0,912 m \cdot s^{-1}}}\end{aligned} \quad (2.29)$$

$$\begin{aligned}Q_{vp} &= 3,6 \cdot S_s \cdot k_\varphi \cdot \rho_s \cdot v \\Q_{vp} &= 3,6 \cdot 0,134 \cdot 0,8 \cdot 1000 \cdot 4 \\Q_{vp} &= \underline{\underline{1543,68 t \cdot h^{-1}}}\end{aligned} \quad (2.30)$$

$$\begin{aligned}
Q_{rozdil} &= \left(1 - \frac{Q}{Q_{vp}}\right) \cdot 100 \\
Q_{rozdil} &= \left(1 - \frac{1500}{1543,68}\right) \cdot 100 \\
\underline{\underline{Q_{rozdil} = 2,8\%}}
\end{aligned} \tag{2.31}$$

Dopravované množství by nemělo přesáhnout $\pm 5\%$, **což splňuje**. [11]

2.13. Kontrola brzd

M_{B1} - brzdny moment potřebný k zastavení dopravníku

M_{B2} - brzdny moment potřebný k udržení dopravního pásu v klidu

$$\begin{aligned}
M_{B1} &= \frac{1}{n_B} \cdot \left[M_{DM} - (0,7 \cdot F_1 + F_2 + F_P) \cdot 0,5 \cdot D \cdot \frac{\eta_{\max}}{i_{ps}} \right] \cdot k_B \\
M_{B1} &= \frac{1}{1} \cdot \left[223 - (0,7 \cdot 19799 + 71417 + 4764) \cdot 0,5 \cdot 1 \cdot \frac{0,95}{50} \right] \cdot 1,5 \\
\underline{\underline{M_{B1} = -948 N \cdot m}}
\end{aligned} \tag{2.32}$$

k_B - součinitel bezpečnosti volím 1,5 [11]

n_B - počet brzd

$$\begin{aligned}
M_{B2} &= \frac{1}{n_B} \cdot \left[(-0,7 \cdot F_1 + |F_2| - F_P) \cdot 0,5 \cdot D \cdot \frac{\eta_{\max}}{i_{ps}} \right] \cdot k_B \\
M_{B2} &= \frac{1}{1} \cdot \left[(-0,7 \cdot 19799 + |71417| - 4764) \cdot 0,5 \cdot 1 \cdot \frac{0,95}{50} \right] \cdot 1,5 \\
\underline{\underline{M_{B2} = 752 N \cdot m}}
\end{aligned} \tag{2.33}$$

M_{DM} - dynamický moment od zpoždování posuvných a rotačních hmot
dopravníku, redukováný na hřídel motoru

$$M_{DM} = \left[(q + 2 \cdot m_P + m_V) \cdot L \cdot 0,5 \cdot D \cdot \frac{1}{\eta \cdot i_{Ps}} + \frac{2 \cdot \sum J_b}{D} \cdot \frac{1}{\eta \cdot i_{Ps}} + n_e \cdot \frac{2 \cdot (J_P + J_S + J_M)}{D \cdot \eta} \right] \cdot \frac{v_{sk}}{t_b}$$

$$M_{DM} = \left[(104 + 2 \cdot 17,04 + 26,78) \cdot 400 \cdot 0,5 \cdot 1 \cdot \frac{1}{0,95 \cdot 50} + \frac{2 \cdot (93,25 + 43,57)}{1} \cdot \frac{1}{0,95 \cdot 50} + 2 \cdot \frac{2 \cdot (0,1123 + 0,102 + 5,05)}{1 \cdot 0,95} \right] \cdot \frac{3,088}{10}$$

$$M_{DM} = \underline{\underline{223 N \cdot m}}$$

(2.34)

t_b - doba brzdění dopravníku, volím 10 s

$\sum J_b$ - moment setrvačnosti bubnů dopravníku [$\text{kg} \cdot \text{m}^2$]

J_p, J_s, J_M - moment setrvačnosti převodovky, spojky, motoru [$\text{kg} \cdot \text{m}^2$]

M_B - moment použité brzdy

Musí platit:

M_{B1} i $M_{B2} \leq M_B \Rightarrow$ **vyhovuje**

2.13.1. Volba brzdy

Volím elektrohydraulickou čelistovou brzdou typ EP 125/60 P 125, VN 03 0113

Brzdňý moment	$M_B = 930 N \cdot m$
---------------	-----------------------

2.14. Výpočet tahů v dopravním pásu

$$F_0 = \frac{k_s \cdot F}{e^{\mu \cdot \alpha} - 1}$$

$$F_0 = \frac{1,3 \cdot 95800}{e^{0,35 \cdot 3,67} - 1}$$

$$F_0 = \underline{\underline{37,281 kN}}$$

(2.35)

$$F_N = F + F_0$$

$$F_N = 95800 + 37281$$

$$F_N = \underline{\underline{133,081kN}}$$

(2.36)

ks - statická bezpečnost proti prokluzu, ks = 1,3 [3]

2.15. Velikost napínací síly

Při dopravě směrem k pohonu

$$F_Z \geq 2 \cdot (F_0 - m_p \cdot L \cdot \sin \varepsilon \cdot g)$$

$$F_Z \geq 2 \cdot (37281 - 17,04 \cdot 400 \cdot \sin 10^\circ \cdot 9,81) \quad (2.37)$$

$$F_Z \geq \underline{\underline{51,340N}} \quad \text{volím } 52 \text{ kN}$$

2.16. Skutečné tahy v dopravním pásu

$$F_{OS} = 0,5 \cdot F_Z + m_p \cdot L \cdot g \cdot \sin \varepsilon$$

$$F_{OS} = 0,5 \cdot 52000 + 17,04 \cdot 400 \cdot 9,81 \cdot \sin 10^\circ \quad (2.38)$$

$$\underline{\underline{F_{OS} = 37,611kN}}$$

$$F_{nS} = 0,5 \cdot F_Z + F + m_p \cdot L \cdot g \cdot \sin \varepsilon$$

$$F_{nS} = 0,5 \cdot 52000 + 95800 + 17,04 \cdot 400 \cdot 9,81 \cdot \sin 10^\circ \quad (2.39)$$

$$\underline{\underline{F_{nS} = 133,411kN}}$$

2.17. Kontrola měrného tlaku mezi dopravním pásem a bubnem

$$p = \frac{F_{nS} + F_{OS}}{D_b \cdot B} \cdot 10^{-6}$$

$$p = \frac{133411 + 37611}{1 \cdot 1,2} \cdot 10^{-6} \quad (2.40)$$

$$p = \underline{\underline{0,143MPa}}$$

$$p_{dov} = 0,150MPa \quad [11]$$

$$p \leq p_{dov} \dots \dots \dots \text{vyhovuje}$$

2.18. Kontrola dopravního pásu

$$\begin{aligned}F_{dov} &= \sigma_{dov} \cdot B \geq T_{\max} \\F_{dov} &= 125 \cdot 1200 = 150000 \text{ N} \\T_{\max} &= F_{ns} = 133411 \text{ N}\end{aligned}\tag{2.41}$$

$\sigma_{dov} = 125 \text{ MPa} \Rightarrow$ pro gumotextilní dopravní pásy [23]

$F_{dov} \geq T_{\max}$ dopravní pás vyhovuje

3. Konstrukční návrh lanového bubnu pro délku navinutého lana 50m

3.1. Návrh lana [27]

Volím vícepramenné lano Herkules 6 x 17 + 17 x 7, firmy Vamberk, lano o průměru 20 mm a trídě pevnosti 2060 $\Rightarrow F_{\min} = 298,29 \text{ kN}$

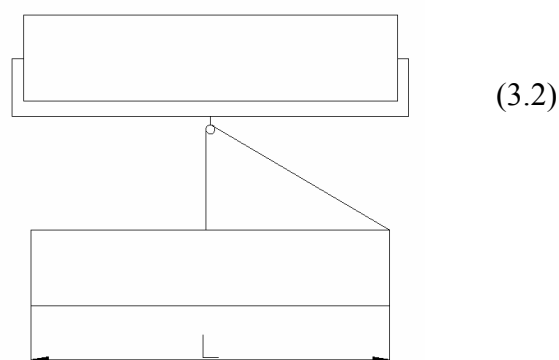
$$\frac{F_{\min}}{k} = \frac{298,29}{10} = 29,8 = \underline{30 \text{ kN}} \quad (3.1)$$

k – bezpečnost, uvažujeme s 10-ti násobnou bezpečností

Lanový buben musí snést namáhání 52kN, proto volím řešení dle schématu (viz.obr.3.1), kde lano je vedeno přes kladku, přičemž jeho konec je uchycen napevno na rámu napínací stanice.

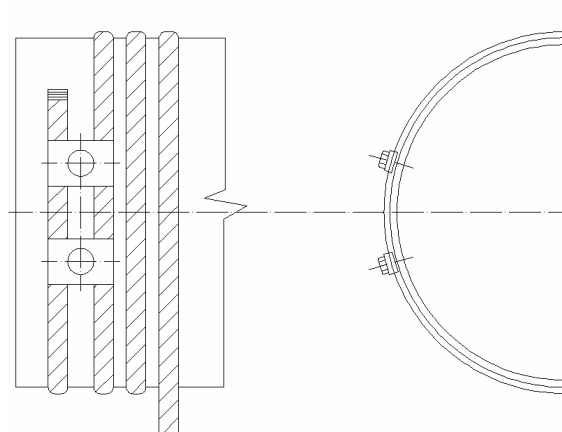
$$2 \cdot 30 \geq 52$$

$$\underline{60 \text{ kN} \geq 52 \text{ kN} \Rightarrow \text{vyhovuje}}$$



Obr.3.1. Schéma řešení

Lano bude uchyceno na navíjecím bubnu pomocí příložek (viz. 3.5.3.)



Obr. 3.2. Uchycení lana pomocí příložek [8]

3.2. Návrh kladky

$$D = d_l \cdot \alpha = 20 \cdot 18$$

$$\underline{\underline{D = 360mm}} \quad (3.3)$$

d_l - průměr lana

α - součinitel vodící kladky, uvažuji s těžkým provozem, kterému odpovídá $\alpha = 16$. Pro vyšší pevnost drátu než je 1800, musíme připočíst hodnotu 2, což platí pro tento případ, pak $\alpha = 18$ [8]

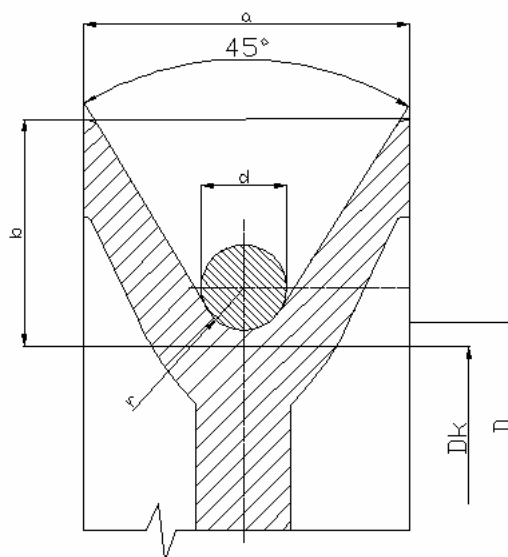
$$D_k \geq D - d_l = 360 - 20$$

$$\underline{\underline{D_k = 340mm}} \Rightarrow \text{normalizovaný průměr kladky } \underline{\underline{355mm}} \quad [8] \quad (3.4)$$

3.2.1. Tvar a rozměry kladky

$$r = (0,52 \div 0,56) \cdot d_l = 0,53 \cdot 20$$

$$\underline{\underline{r = 10,6mm}} \quad (3.5)$$



Obr.3.3.Tvar a rozměry profilu drážky kladky [8]

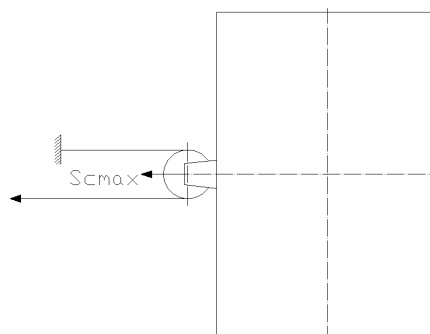
Ø lana d_l	Poloměr r	Šířka a	Hloubka b	Úhel rozevření α
20	10,6	54	36	45°

Tab.1. Rozměry kladky

3.2.2. Síla působící na čep kladky

Lano je vedeno pouze přes jednu kladku, proto:

$$S_{c \max} = F_z = \underline{52000N} \quad (3.6)$$



Obr. 3.4. Schéma vedení lana

3.2.3. Kontrola navržených rozměrů čepu a kladky

Volím:

- materiál čepu 11 600, ČSN 02 2111 [13]
- délka pouzdra kladky: $l = 100mm$
- průměr pouzdra čepu: $d = 50mm$
- délka těla čepu: $100 \div 200mm$

Dovolený měrný tlak

$$p = \frac{F_z}{l \cdot d} = \frac{52000}{100 \cdot 50} \quad (3.7)$$

$$\underline{p = 10,4MPa} \leq p_D \Rightarrow \underline{vyhovuje}$$

$$p_D = (8 \div 12)MPa \quad [9]$$

Namáhání čepu

$$\sigma_o = \frac{4 \cdot F_z \cdot l}{\pi \cdot d^3} = \frac{4 \cdot 52000 \cdot 100}{\pi \cdot 50^3} \leq \sigma_{Do} \quad (3.8)$$

$$\underline{\sigma_o = 53MPa} \Rightarrow \underline{vyhovuje}$$

$$\sigma_{Do} = 63MPa \quad [9]$$

3.2.4. Kontrola držáku kladky

Materiál držáku 11 600

Kontrola na tah:

$$\sigma_t = \frac{F_z}{2 \cdot 20 \cdot d} = \frac{52000}{2 \cdot 20 \cdot 50} \leq \sigma_D$$

$$\underline{\underline{\sigma_t = 26MPa}} \Rightarrow \underline{\underline{vyhovuje}}$$

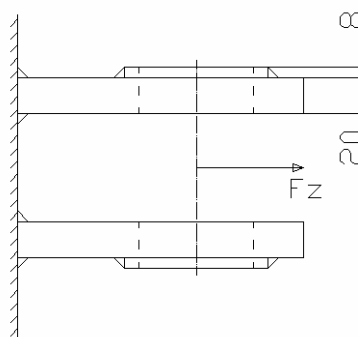
$$\sigma_D = 63MPa \quad [9]$$

Kontrola na otláčení:

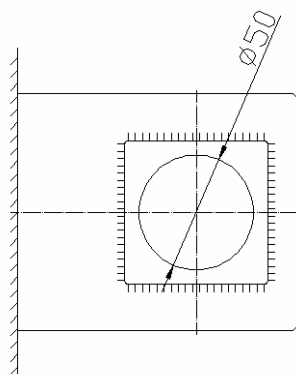
$$p = \frac{F_z}{S} = \frac{52000}{2 \cdot 28 \cdot 50} \leq p_D$$

$$\underline{\underline{p = 18,6MPa}} \Rightarrow \underline{\underline{vyhovuje}}$$

$$p_D = 56MPa \quad [9]$$



(3.9)



(3.10)

Obr. 3.5. Držák kladky

3.3. Návrh lanového bubnu

$$D_{b \min} = \alpha \cdot d_l = 22 \cdot 20$$

$$\underline{\underline{D_{b \min} = 440mm}} \Rightarrow \text{normalizovaný průměr bubnu } \underline{\underline{500mm}} \quad [8] \quad (3.11)$$

α - součinitel závislý na provozu, pro těžký provoz $\alpha=22$ [8]

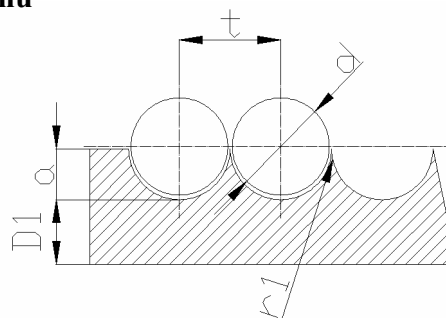
3.3.1. Rozměry lanových drážek na lanovém bubnu

$$d_l = 20 \text{ mm}$$

$$a = 6 \text{ mm}$$

$$t_l = 22 \text{ mm}$$

$$r_l = 2,5 \text{ mm}$$



Obr. 3.6. Profil lanových drážek na bubnu [8]

3.3.2. Počet závitů na lanovém bubnu

$$z = \frac{L}{\pi \cdot D_b} + (2 \div 3) = \frac{50}{\pi \cdot 0,5} + 2$$
$$z = 33,8 = 34 \text{ závitů}$$
(3.12)

L - délka navinutého lana, dle zadání L = 50 m

D_b - průměr navíjecího bubnu, D_b = 0,5 m

3.4. Délka lanového bubnu

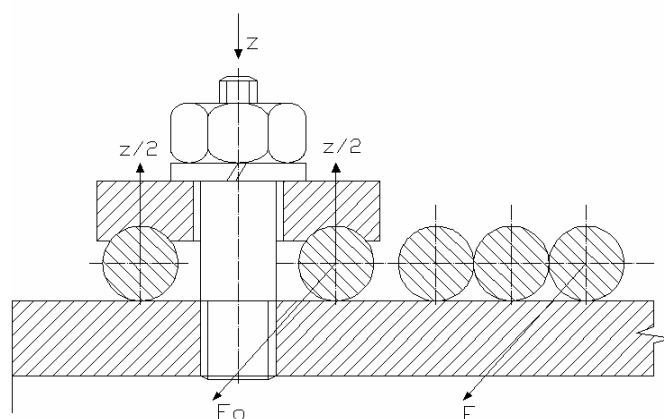
3.4.1. Délka závitové části

$$L_{bz} = z \cdot t_l = 34 \cdot 22$$
$$L_{bz} = 748 \text{ mm}$$
(3.13)

- z konstrukčních důvodů volím délku závitové části $L_{bz} = 726 \text{ mm}$
- délku lanového bubnu volím, s ohledem na výběh lana ze závitů na horní hladkou plochu bubnu, potřebnou na uchycení lana pomocí příložek

$$\underline{\underline{L_b = 780 \text{ mm}}}$$

3.5. Kontrola uchycení lana na bubnu



Obr. 3.7. Síly v rezervních závitech [8]

3.5.1. Síla na konci rezervních závitů

$$F_o = \frac{F}{e^{f \cdot \alpha_1}} \quad (3.14)$$

$$\alpha_1 = 2 \cdot \pi \cdot n = 2 \cdot \pi \cdot 2$$

$$\alpha_1 = 12,57^\circ \quad (3.15)$$

f - součinitel tření volí se (0,1 – 0,15), f = 0,13 [8]

n - počet rezervních závitů, n = 2

$$F = \frac{F_z}{2} = \frac{52000}{2} = \underline{26000N} \quad (3.16)$$

$$e^{f \cdot \alpha_1} = e^{0,13 \cdot 12,57} = \underline{5,125} \quad (3.17)$$

Rovnováha mezi silou F_o a třením:

$$\left(F_o - \frac{z}{2} \cdot f \right) \cdot \frac{1}{e^{f \cdot \alpha_2}} - \frac{z}{2} \cdot f = 0 \quad (3.18)$$

Po dosazení F_0 vznikne vztah:

$$\left(\frac{F_0}{e^{f \cdot \alpha_1}} - \frac{z}{2} \cdot f \right) \cdot \frac{1}{e^{f \cdot \alpha_2}} - \frac{z}{2} \cdot f = 0 \quad (3.19)$$

pro $\alpha_2 = 2 \cdot \pi \cdot 1$, tedy $n = 1$, pak $e^{f \cdot \alpha_2} = \underline{2,26}$

$$z = 2 \cdot \frac{\frac{F}{e^{f \cdot \alpha_1}} \cdot \frac{1}{e^{f \cdot \alpha_2}}}{f + f \cdot \frac{1}{e^{f \cdot \alpha_2}}} = 2 \cdot \frac{\frac{26000}{5,125} \cdot \frac{1}{2,26}}{0,13 + 0,13 \cdot \frac{1}{2,26}} \quad (3.20)$$

$$\underline{\underline{z = 23,944 kN}}$$

z - osová síla ve šroubech příložek

F - tah v laně

3.5.2. Namáhání šroubu v tahu

$$\sigma_t = \frac{z}{S} = \frac{23944}{225} \leq \sigma_D \quad (3.21)$$

$$\underline{\underline{\sigma_t = 106 MPa}} \quad \Rightarrow \underline{\underline{vyhovuje}}$$

$$\sigma_D = \frac{R_e}{k} = \frac{835}{2,5} \quad (3.22)$$

$$\underline{\underline{\sigma_D = 334 MPa}}$$

S - plocha jádra šroubu

k - bezpečnost, doporučuje se volit $k = 2,5$ [8]

Šroub M20 materiálu 15230, kterému odpovídá mez kluzu $R_e = 835$ MPa. [13]

Šroub je volen dle průměru lana s ohledem na díru v příložce o průměru $d = 23$ mm

$$S = \frac{\pi \cdot d_3^2}{4} = \frac{\pi \cdot 16,933^2}{4} \quad (3.23)$$

$$\underline{\underline{S = 225 mm^2}}$$

3.6.1. Napětí ohybem

$$\sigma_o = \frac{M_{o \max}}{W_o} = \frac{\frac{F_z}{2} \cdot \frac{L_b}{2}}{0,8 - (D_b - s)^2 \cdot s} \leq \sigma_{Do}$$

$$\sigma_o = \frac{26000 \cdot \frac{780}{2}}{0,8 - (500 - 16)^2 \cdot 16} \quad (3.24)$$

$$\underline{\underline{\sigma_o = 3,4 MPa}} \quad \Rightarrow \underline{\underline{vyhovuje}}$$

$$\sigma_{Do} = (10 \div 15) MPa \quad [5]$$

$$s = (0,6 \div 0,8) \cdot d_l = 0,8 \cdot 20$$

$$\underline{\underline{s = 16 mm}} \quad (3.25)$$

s - nejmenší tloušťka stěny bubnu [8]

d_l - průměr lana

Volím svařovaný buben o materiálu 11523.1

3.6.2. Napětí krutem

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} = \frac{\frac{F_z}{2} \cdot D_b}{1,6 \cdot (D_b - s)^2 \cdot s} = \frac{\frac{52000}{2} \cdot 500}{1,6 \cdot (500 - 16)^2 \cdot 16} \leq \tau_{Dk}$$

$$\underline{\underline{\tau_k = 1,1 MPa}} \quad \Rightarrow \underline{\underline{vyhovuje}}$$

$$\tau_{Dk} = (2 \div 5) MPa \quad [5]$$

3.6.3. Vnější přetlakem

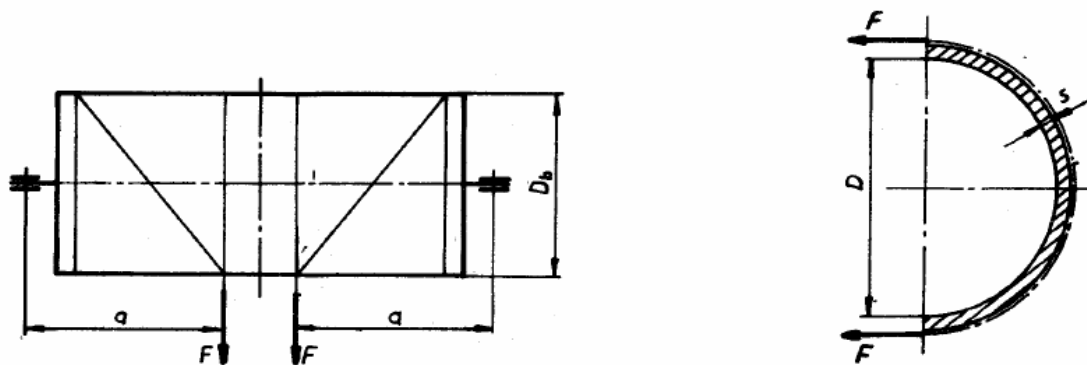
Vnější přetlak je způsoben sevřením pláště lanem, buben počítáme jako tenkostěnnou nádobu

$$\sigma_{tl} = \frac{F}{s \cdot t_l} = \frac{26000}{16 \cdot 22} \quad (3.27)$$

$$\underline{\sigma_{tl} = 73,9 \text{ MPa}}$$

σ_{tl} - tlakové napětí

t_l - stoupání lanové drážky na bubnu



Obr. 3.10.

Vektor tlakového napětí σ_{tl} má tangenciální směr v rovině příčného řezu a je tedy kolmý na vektor ohybového napětí σ_o

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + \sigma_{tl}^2 - \sigma_o \cdot \sigma_{tl} + 3 \cdot \tau^2} = \sqrt{3,4^2 + 73,9^2 - 3,4 \cdot 73,9 + 3 \cdot 1,1^2} \quad (3.28)$$

$$\underline{\sigma_{red} = 73 \text{ MPa}} \Rightarrow \underline{\text{vyhovuje}}$$

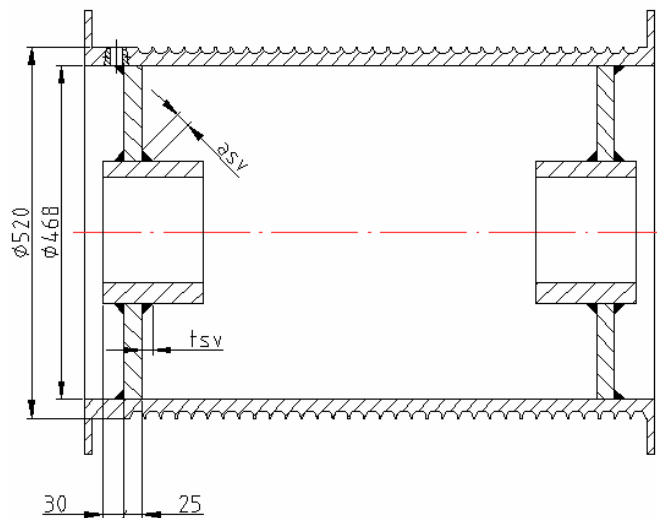
$$\sigma_D = (100 \div 110) \text{ MPa} \quad [5]$$

3.6.4. Kontrola a výpočet svaru [17]

Buben bude svařen po obvodu, v místě otvorů pro příložky svary vynechány cca 20 mm před a za otvorem

Svar koutový může být vydutý, kvůli zmenšení vrubového účinku

Materiál bubnu a náboje 11523.1



Obr. 3.11. Svarový spoj

Tloušťka svaru

$$t_{sv} = \frac{a_{sv}}{0,7} = \frac{7}{0,7} = \underline{\underline{10mm}} \quad (3.29)$$

a_{sv} - minimální výška koutového svaru, $a_{sv} = 7mm$

Průřezový modul svaru

$$W_{ks} = \frac{\frac{\pi}{32} \cdot [D^4 - (D - 2 \cdot a_{sv})^4]}{\frac{D}{2}} = \frac{\frac{\pi}{32} \cdot [468^4 - (468 - 2 \cdot 7)^4]}{\frac{468}{2}} = \underline{\underline{2302369mm^3}} \quad (3.30)$$

Pevnostní kontrola svaru

$$\tau_{//}^{M_k} = \frac{M_k}{W_{ks}} = \frac{6,5 \cdot 10^3}{2302369} = \underline{\underline{2,8MPa}} \quad (3.31)$$

$$\tau_{Ds} = \beta_{sv} \cdot k_4 \cdot \frac{R_e}{k} = 1 \cdot 0,65 \cdot \frac{275}{2} = \underline{\underline{89,38MPa}} \quad (3.32)$$

$$\tau_{//}^{M_k} < \tau_{Ds} \Rightarrow \underline{\underline{\text{vyhovuje}}}$$

β_{sv} - součinitel výšky koutového svaru, $\beta_{sv} = 1$

$k_4 = 0,65$ - pro ruční svařování při použití elektrody 52.33

k - bezpečnost, $k = 2$

3.7. Pevnostní výpočet hřídele lanového bubnu

3.7.1. Návrh hřídele

Výpočet potřebného kroutícího momentu na hřídeli

$$M_k = F \cdot \frac{D_b}{2} = 26000 \cdot \frac{500}{2} \quad (3.33)$$

$$\underline{\underline{M_k = 6,5 \cdot 10^6 \text{ N} \cdot \text{mm}}}$$

$$F = \frac{F_z}{2} = \frac{52000}{2} \quad (3.34)$$

$$\underline{\underline{F = 26000 \text{ N}}}$$

Hodnota 2 \Rightarrow lano je vedeno přes jednu kladku

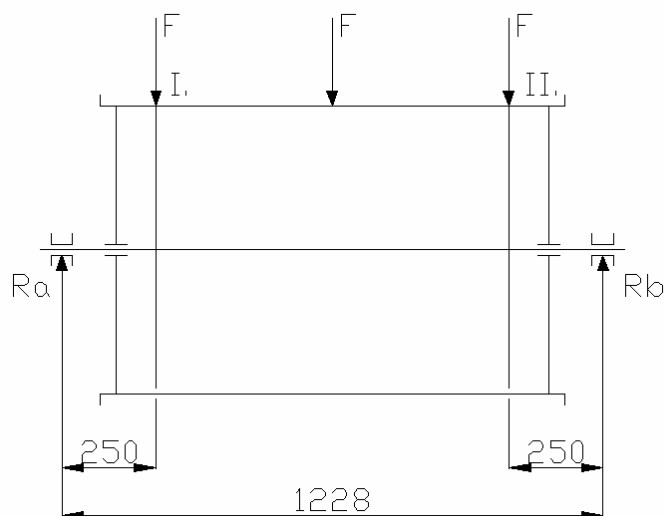
Materiál hřídele volím 14 220, $R_m = 785 \text{ MPa}$, $R_e = 590 \text{ MPa}$, $\tau_{Dk} = 20 \text{ MPa}$ [13]

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} = \frac{M_k}{\frac{\pi \cdot d^3}{16}} \leq \tau_{Dk} \Rightarrow d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_k}{\pi \cdot \tau_{Dk}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 6,5 \cdot 10^6}{\pi \cdot 20}} \quad (3.35)$$

$$\underline{\underline{d = 118 \text{ mm}}}$$

S ohledem na zeslabení hřídele drážkou pro pero, odstupňování hřídele a jiné konstrukční úpravy volím maximální průměr hřídele **d = 140 mm**

3.7.2. Pevnostní kontrola hřídele [10]



Obr. 3.12. Síly působící na hřídeli

Poloha lana v řezu I

$$\sum M_{iA} = 0 : -R_B \cdot 1228 + F \cdot 250 = 0 \Rightarrow R_B = \frac{F \cdot 250}{1228} = \frac{26000 \cdot 250}{1228}$$

$$\underline{\underline{R_B = 5293 N}} \quad (3.36)$$

$$\sum M_{iB} = 0 : R_A \cdot 1228 - F \cdot 978 = 0 \Rightarrow R_A = \frac{F \cdot 978}{1228} = \frac{26000 \cdot 978}{1228}$$

$$\underline{\underline{R_A = 20707 N}} \quad (3.37)$$

Ohybový moment pro polohu I

$$\sum M_I = R_A \cdot 250 = 20707 \cdot 250 = \underline{\underline{5176750 Nmm}}$$

$$\underline{\underline{\sum M_I = 5176,750 Nm}} \quad (3.38)$$

Poloha lana uprostřed bubnu

$$\begin{aligned}\Sigma M_{iA} = 0 : -R_B \cdot 1228 + F \cdot 614 = 0 &\Rightarrow R_B = \frac{F \cdot 614}{1228} = \frac{26000 \cdot 614}{1228} \\ \underline{\underline{R_B = 13000N}}\end{aligned}\quad (3.39)$$

$$\begin{aligned}\Sigma M_{iB} = 0 : R_A \cdot 1228 - F \cdot 614 = 0 &\Rightarrow R_A = \frac{F \cdot 614}{1228} = \frac{26000 \cdot 614}{1228} \\ \underline{\underline{R_A = 13000N}}\end{aligned}\quad (3.40)$$

Ohybový moment pro polohu lana uprostřed bubnu

$$\begin{aligned}\Sigma M_{II} = R_A \cdot 614 = 13000 \cdot 614 &= \underline{\underline{7982000Nmm}} \\ \underline{\underline{\Sigma M_{II} = 7982Nm}} &= M_{Omax}\end{aligned}\quad (3.41)$$

Poloha lana v řezu II

$$\begin{aligned}\Sigma M_{iA} = 0 : -R_B \cdot 1228 + F \cdot 978 = 0 &\Rightarrow R_B = \frac{F \cdot 978}{1228} = \frac{26000 \cdot 978}{1228} \\ \underline{\underline{R_B = 20707N}}\end{aligned}\quad (3.42)$$

$$\begin{aligned}\Sigma M_{iB} = 0 : R_A \cdot 1228 - F \cdot 250 = 0 &\Rightarrow R_A = \frac{F \cdot 250}{1228} = \frac{26000 \cdot 250}{1228} \\ \underline{\underline{R_A = 5293N}}\end{aligned}\quad (3.43)$$

Ohybový moment pro polohu II

$$\begin{aligned}\Sigma M_{III} = R_B \cdot 250 = 20707 \cdot 250 &= \underline{\underline{5176750Nmm}} \\ \underline{\underline{\Sigma M_{III} = 5176,750Nm}}\end{aligned}\quad (3.44)$$

$$\begin{aligned}M_{red} &= \sqrt{M_{Omax}^2 + M_k^2} \\ M_{red} &= \sqrt{7982000^2 + (6,5 \cdot 10^6)^2} \\ \underline{\underline{M_{red} = 10293800Nmm}}\end{aligned}\quad (3.45)$$

$$\tau_k = \frac{M_{red}}{W_k} \leq \tau_{Dk} \Rightarrow d = \sqrt[3]{\frac{M_{red}}{0,2 \cdot \tau_{Dk}}} = \sqrt[3]{\frac{10293800}{0,2 \cdot 20}} \quad (3.46)$$

$$\underline{\underline{d = 137mm}}$$

Navržený průměr hřídele 140 mm **vyhovuje**

3.8. Kontrola přenosu kroutícího momentu u prvků přenášející kroutící moment

Parametry pera těsného	
označení	<i>PERO</i> 36×20×140 ČSN 02 2562
šířka b [mm]	36
výška h [mm]	20
délka l [mm]	140
poloměr zaoblení R [mm]	1,2
délka přímé části l' [mm]	104
hloubka drážky v náboji t ₁ [mm]	7,7
hloubka drážky v hřídeli t [mm]	12,3

3.8.1. Kontrola měrného tlaku na bok pera v náboji

$M_k = 6,5 \cdot 10^3 Nm$, materiál 14220, $Re = 590 MPa$, $P_D = 120 MPa$ [13]

$$p_2 = \frac{F_2}{l' \cdot t_1} \leq p_D \rightarrow l' \geq \frac{F_2}{p_D \cdot t_1}$$

$$l' = \frac{88016}{120 \cdot 7,7} \quad (3.47)$$

$$\underline{\underline{l' = 95,3mm}}$$

$$F_2 = \frac{M_k}{\frac{d}{2} + \frac{t_1}{2}} = \frac{6,5 \cdot 10^3}{\frac{0,140}{2} + \frac{0,0077}{2}} = \underline{\underline{88016N}} \quad (3.48)$$

Potřebná délka pera

$$l = l' + 2 \cdot R = l' + b = 95,3 + 36$$

$$l = 131,3 \text{ mm} \Rightarrow \text{volím } \underline{140 \text{ mm}} \quad (3.49)$$

Kontrola pera

$$P_1 = \frac{F_1}{t \cdot l} \leq P_D$$

$$P_1 = \frac{101801}{12,3 \cdot 140} = 54 \text{ MPa} \leq 120 \text{ MPa} \Rightarrow \underline{\text{vyhovuje}} \quad (3.50)$$

$$F_1 = \frac{Mk}{\frac{d}{2} - \frac{t}{2}} = \frac{6,5 \cdot 10^3}{\frac{0,140}{2} - \frac{0,0123}{2}} = \underline{101801 \text{ N}} \quad (3.51)$$

Parametry pera těsného	
označení	PERO 32×18×160 ČSN 02 2562
šířka b [mm]	32
výška h [mm]	18
délka l [mm]	160
poloměr zaoblení R [mm]	1,2
délka přímé části l' [mm]	128
hloubka drážky v náboji t ₁ [mm]	6,9
hloubka drážky v hřídeli t [mm]	11,1

3.8.2. Kontrola měrného tlaku na bok pera v náboji

$$Mk = 6,5 \cdot 10^3 \text{ Nm}, \text{ materiál } 14220, \text{ Re} = 590 \text{ MPa}, P_D = 120 \text{ MPa} \quad [13]$$

$$p_2 = \frac{F_2}{l' \cdot t_1} \leq p_D \rightarrow l' \geq \frac{F_2}{p_D \cdot t_1}$$

$$l' = \frac{102443}{120 \cdot 6,9}$$

$$\underline{l' = 127,3 \text{ mm}}$$

$$F_2 = \frac{Mk}{\frac{d}{2} + \frac{t_1}{2}} = \frac{6,5 \cdot 10^3}{\frac{0,120}{2} + \frac{0,0069}{2}} = \underline{102443N}$$

Potřebná délka pera

$$l = l' + 2 \cdot R = l' + b = 123,7 + 32$$

$$l = 155,7mm \Rightarrow \text{volím } \underline{160mm}$$

Kontrola pera

$$P_1 = \frac{F_1}{t \cdot l} \leq P_D$$

$$P_1 = \frac{119376}{11,1 \cdot 160} = 67MPa \leq 120MPa \Rightarrow \underline{\text{vyhovuje}}$$

$$F_1 = \frac{Mk}{\frac{d}{2} - \frac{t}{2}} = \frac{6,5 \cdot 10^3}{\frac{0,120}{2} - \frac{0,0111}{2}} = \underline{119376N}$$

3.9. Nebezpečná místa hřídele – Kontrola hřídele [14]

Hřídel bude vyrobena z materiálu 14 220, mez pevnosti $R_m = 785 \text{ MPa}$, $R_e = 590 \text{ MPa}$, mez únavy pro souměrně střídavý cyklus $\sigma_c = 345,4 \text{ MPa}$

$$\sigma_c = 0,44 \cdot R_m = \underline{345,4MPa} \quad (3.52)$$

3.9.1. Výpočet pro místo I. – místo s drážkou pro pero

Průměr hřídele $d = 140 \text{ mm}$

Hloubka drážky v hřídeli $t = 12,3 \text{ mm}$

Statická kontrola

Modul průřezu v ohybu

$$W_o = \frac{\pi \cdot (d - t)^3}{32} = \frac{\pi \cdot (140 - 12,3)^3}{32} = \underline{204443 \text{ mm}^3} \quad (3.53)$$

Modul průřezu v krutu

$$W_K = \frac{\pi \cdot (d - t)^3}{16} = \frac{\pi \cdot (140 - 12,3)^3}{16} = \underline{408886 \text{ mm}^3} \quad (3.54)$$

Ohybové napětí

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{7982000}{204443} = \underline{39 \text{ MPa}} \quad (3.55)$$

Krut

$$\tau_K = \frac{M_K}{W_K} = \frac{6,5 \cdot 10^6}{408886} = \underline{15,9 \text{ MPa}} \quad (3.56)$$

Redukované napětí

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + 4 \cdot \tau_K^2} = \sqrt{39^2 + 4 \cdot 15,9^2} = \underline{50 \text{ MPa}} \quad (3.57)$$

Statická bezpečnost

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_{red}} = \frac{590}{50} = \underline{11,8} \quad (3.58)$$

Dynamická kontrola

Tvarový součinitel v drážce pro pero na hřídeli

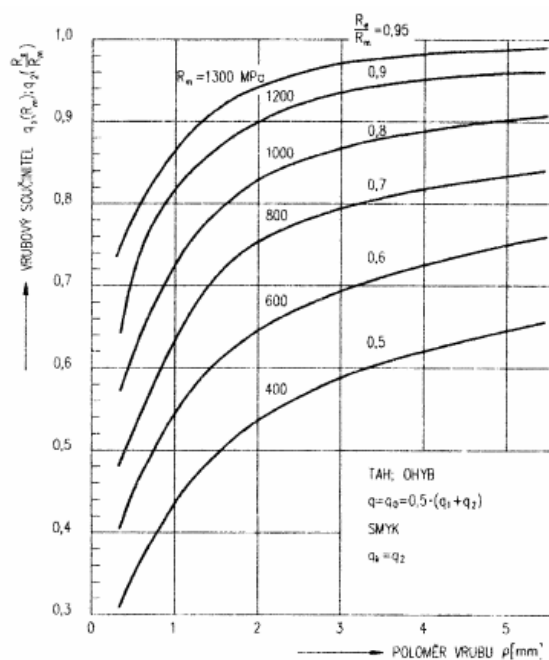
$$\alpha = 2 + 0,05 \cdot \frac{b}{\rho} = 2 + 0,05 \cdot \frac{36}{1} = \underline{3,8} \quad (3.59)$$

Součinitel koncentrace napětí pro ohybové napětí dle Thuma

$$\beta = q \cdot (\alpha - 1) + 1 = 0,65 \cdot (3,8 - 1) + 1 = \underline{2,82} \quad (3.60)$$

Součinitel vrubové citlivosti

$$q = 0,5 \cdot (q_1 + q_2) = 0,5 \cdot (0,62 + 0,68) = \underline{0,65} \quad (3.61)$$



Obr. 3.13. Součinitel vrubové citlivosti dle Thuma

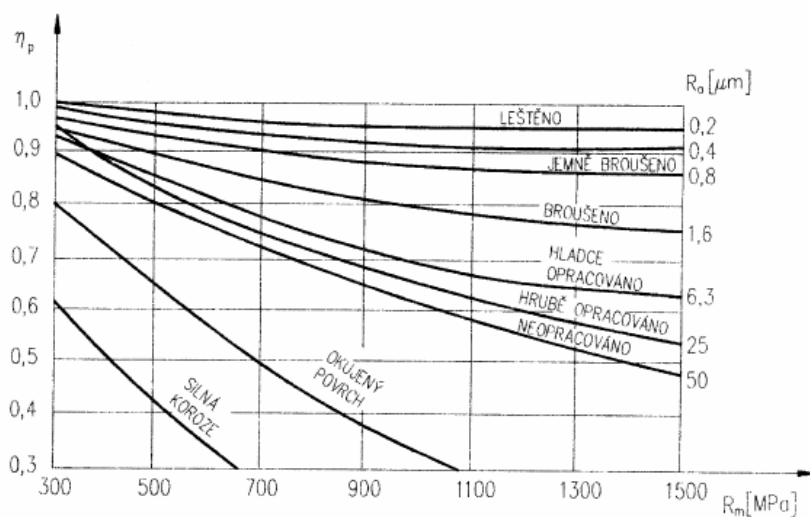
Mez únavy reálné součásti pro souměrně střídavý cyklus

$$\sigma_C^* = \frac{\sigma_C \cdot \varepsilon_v \cdot n_p}{\beta} = \frac{345,4 \cdot 0,66 \cdot 0,85}{2,82} = \underline{68,7 \text{ MPa}} \quad (3.62)$$

Součinitel velikosti

$$\varepsilon_v = \left(\frac{D^3}{8^3} \right)^m = \left(\frac{140^3}{8^3} \right)^{-0,048} = \underline{0,66} \quad (3.63)$$

Součinitel jakosti povrchu $n_p = \underline{0,85}$



Obr. 3.14. Součinitel jakosti povrchu

Dynamická bezpečnost z cyklického ohybu

$$k_\sigma = \frac{\sigma_C^*}{\sigma_O} = \frac{68,7}{39} = \underline{1,76} \quad (3.64)$$

Statická bezpečnost z krutu

$$k_\tau = \frac{0,577 \cdot R_e}{\tau_K} = \frac{0,577 \cdot 590}{15,9} = \underline{21,4} \quad (3.65)$$

Výsledná bezpečnost

$$k = \frac{k_\sigma + k_\tau}{\sqrt{k_\sigma^2 + k_\tau^2}} = \frac{1,76 + 21,4}{\sqrt{1,76^2 + 21,4^2}} = \underline{1,75} \quad (3.66)$$

3.9.2. Výpočet pro místo II. – zeslabení přechodem hřídele na menší průměr

Statická kontrola

Průměr hřídele $d = 130 \text{ mm}$

Průměr osazení $D = 140 \text{ mm}$

Modul průřezu v ohybu

$$W_o = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 130^3}{32} = \underline{215690 \text{ mm}^3}$$

Modul průřezu v krutu

$$W_K = \frac{\pi \cdot d^3}{16} = \frac{\pi \cdot 130^3}{16} = \underline{431380 \text{ mm}^3}$$

Ohybové napětí

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{7982000}{215690} = \underline{37 \text{ MPa}}$$

Krut

$$\tau_K = \frac{M_K}{W_K} = \frac{6,5 \cdot 10^6}{431380} = \underline{15 \text{ MPa}}$$

Redukované napětí

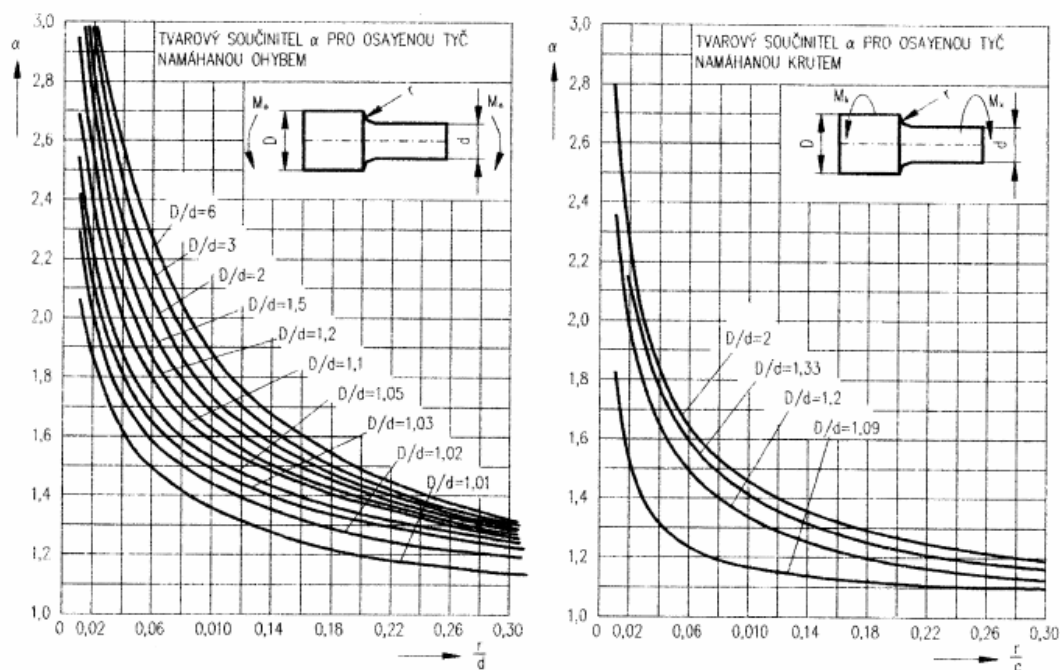
$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + 4 \cdot \tau_K^2} = \sqrt{37^2 + 4 \cdot 15^2} = \underline{48 \text{ MPa}}$$

Statická bezpečnost

$$k_S = \frac{R_e}{\sigma_{red}} = \frac{590}{48} = \underline{12,3}$$

Dynamická kontrola

Tvarový součinitel pro osazení na hřídeli $\alpha = 1,5$



Obr. 3.15. Součinitel tvaru pro vruby na hřídeli namáhaného ohybem a krutem

Součinitel koncentrace napětí pro ohybové napětí dle Thuma

$$\beta = q \cdot (\alpha - 1) + 1 = 0,755 \cdot (1,5 - 1) + 1 = \underline{1,38}$$

Součinitel vrubové citlivosti (viz. obr. 3.12)

$$q = 0,5 \cdot (q_1 + q_2) = 0,5 \cdot (0,73 + 0,78) = \underline{0,755}$$

Mez únavy reálné součásti pro souměrně střídavý cyklus

$$\sigma_C^* = \frac{\sigma_C \cdot \varepsilon_v \cdot n_p}{\beta} = \frac{345,4 \cdot 0,66 \cdot 0,89}{1,38} = \underline{146 \text{ MPa}}$$

Součinitel velikosti

$$\varepsilon_v = \left(\frac{D^3}{8^3} \right)^m = \left(\frac{140^3}{8^3} \right)^{-0,048} = \underline{0,66}$$

Součinitel jakosti povrchu $n_p = \underline{0,89}$ (viz. obr. 3.13)

Dynamická bezpečnost z cyklického ohybu

$$k_\sigma = \frac{\sigma_C^*}{\sigma_o} = \frac{146}{37} = \underline{3,95}$$

Statická bezpečnost z krutu

$$k_\tau = \frac{0,577 \cdot R_e}{\tau_K} = \frac{0,577 \cdot 590}{15} = \underline{22,7}$$

Výsledná bezpečnost

$$k = \frac{k_\sigma + k_\tau}{\sqrt{k_\sigma^2 + k_\tau^2}} = \frac{3,95 + 22,7}{\sqrt{3,95^2 + 22,7^2}} = \underline{3,9}$$

3.9.3. Výpočet pro místo III. – zeslabení přechodem hřídele na menší průměr

Průměr hřídele $d = 120 \text{ mm}$

Průměr osazení $D = 130 \text{ mm}$

Výpočet je proveden stejně jako u bodu 3.9.2. výsledky jsou uvedeny v tabulce

	k_{σ}	k_s	k
I	1,76	11,8	1,75
II	3,95	12,3	3,9
III	3,15	9,7	3,1

Tab. 3. Bezpečnosti

Dovolené bezpečnosti jsou přibližně 1,5 u celkové a u statické 4.

Výsledky v tabulce ukazují, že hodnoty bezpečnosti jsou dostatečně velké, hřídel **vyhovuje**.

3.10. Kontrola životnosti ložisek [28]

3.10.1. Rozměry navržené ložiskové jednotky

Volím soudečkové ložisko 23026 CC/W33 spolu s ložiskovým domem dle SKF

Ložiska volím dvě, téhož typu, na obou stranách hřídele

$$d = 130mm$$

$$D = 200mm$$

$$B = 52mm$$

$$C = 430kN$$

$$C_0 = 610kN$$

$$P_u = 62kN$$

$$n_R = 2800 \text{ min}^{-1}$$

$$n_m = 3600 \text{ min}^{-1}$$

$$m = 6kg$$

3.10.2. Modifikovaná trvanlivost ložiska

$$L_{10,h} = a_1 \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot \frac{10^6}{n_b \cdot 60} \cdot a_{SKF} = 0,21 \cdot \left(\frac{430000}{20707}\right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{230 \cdot 60} \cdot 0,119 \quad (3.67)$$

$$\underline{\underline{L_{10,h} = 44572 \text{ hod} = 5,1 \text{ roku}}}$$

Výpočet otáček na lanovém bubnu

$$2 \cdot v_v = \frac{\pi \cdot D_b \cdot n_b}{60} \Rightarrow n_b = 2 \cdot \frac{v_v \cdot 60}{\pi \cdot D_b} = 2 \cdot \frac{3 \cdot 60}{\pi \cdot 0,5} = 230 \text{ min}^{-1} \quad (3.68)$$

v_v - rychlost pojezdu napínacího vozíku, volím 3 m/min, rychlost byla konzultována s vedoucím diplomové práce a s panem ing. Janem Šamárkem, z firmy NT min., s.r.o.

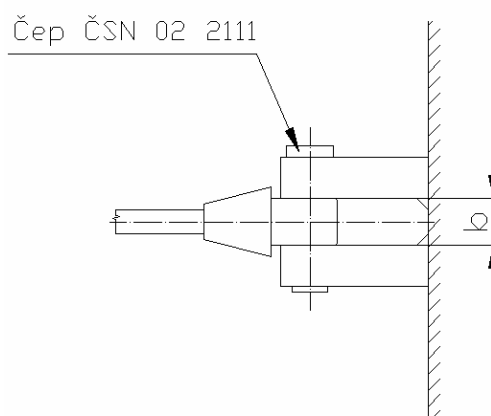
a_{skf} - součinitel teorie trvanlivosti dle SKF, $a_{skf} = 0,119$

a_1 - součinitel spolehlivosti, $a_1 = 0,21$

p - exponent rovnice trvanlivosti, pro ložiska s čárovým stykem $p = 10/3$

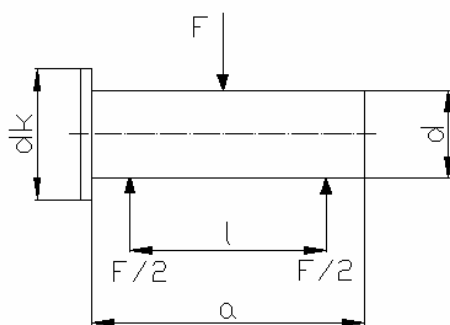
3.11. Kontrola uchycení lana

Lano bude uchyceno na rámu napínací stanice a ukončeno lanovým zámkem (viz.obr.3.16)



Obr. 3.16. Schéma uchycení lana

3.11.1. Kontrola průměru čepu



Obr. 3.17. Čep

Materiál 11600.1

$d_k = 55 \text{ mm}$

$d = 40 \text{ mm}$

$b = 30 \text{ mm}$

$a = 80 \text{ mm}$

$l = 45 \text{ mm}$

3.11.2. Kontrola na ohyb

$$M_o = \frac{F \cdot l}{4} = \frac{26000 \cdot 45}{4} \quad (3.69)$$
$$\underline{\underline{M_o = 292500 \text{ Nmm}}}$$

$$\sigma_o = \frac{M_o}{0,1 \cdot d^3} = \frac{292500}{0,1 \cdot 40^3} \leq \sigma_{Do} \quad (3.70)$$
$$\underline{\underline{\sigma_o = 46 \text{ MPa}}} \Rightarrow \underline{\underline{\text{vyhovuje}}}$$

$$\underline{\underline{\sigma_{Do} = 120 \text{ MPa}}} \quad [9]$$

3.11.3. Kontrola na střih

$$\tau = \frac{F}{2 \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4}} = \frac{26000}{2 \cdot \frac{\pi \cdot 40^2}{4}} \leq \tau_D \quad (3.71)$$
$$\underline{\underline{\tau = 10 \text{ MPa}}} \Rightarrow \underline{\underline{\text{vyhovuje}}}$$

$$\underline{\underline{\tau_D = 90 \text{ MPa}}} \quad [9]$$

3.11.4. Kontrola plošného tlaku

$$P_o = \frac{F}{b \cdot d} = \frac{26000}{30 \cdot 40} \leq p_D \quad (3.72)$$
$$\underline{\underline{P_o = 22 \text{ MPa}}} \Rightarrow \underline{\underline{\text{vyhovuje}}}$$

$$\underline{\underline{p_D = 125 \text{ MPa}}} \quad [9]$$

3.11.5. Kontrola mezi vidlicí a čepem

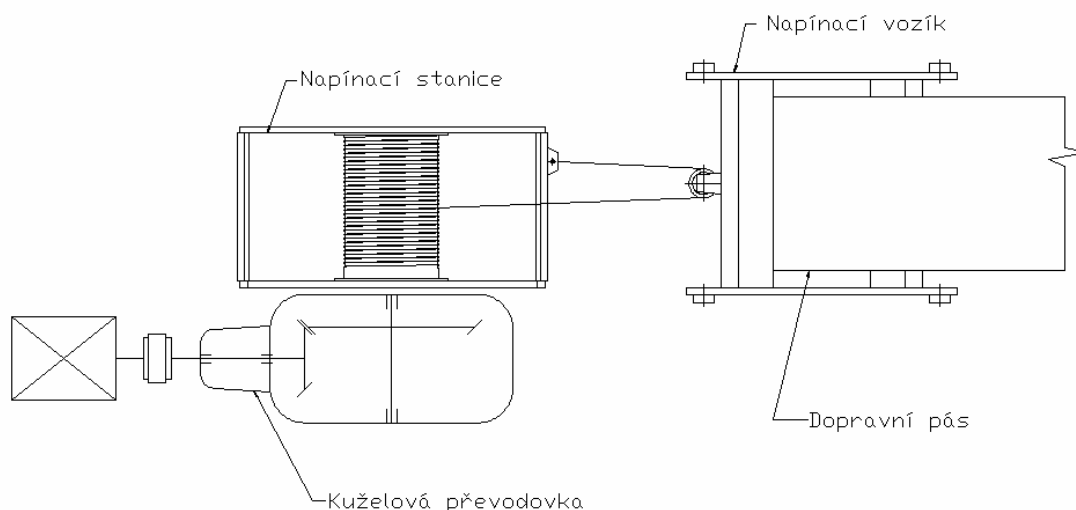
$$P_o = \frac{F}{(a-b) \cdot d} = \frac{26000}{(60-30) \cdot 40} \leq p_D \quad (3.73)$$

$$\underline{\underline{P_o = 22MPa}} \Rightarrow \underline{\underline{vyhovuje}}$$

$$\underline{\underline{p_D = 125MPa}} \quad [9]$$

4. Konstrukční návrh převodové skříně

Při návrhu převodovky je dáno, že má být proveden pro skříň o výkonu 37 kW. Tato skutečnost, ale nemůže být zabezpečena a to z důvodu potřebných otáček na hřídeli lanového bubnu, které činí 230 ot/min, viz. vzorec (3.68.). Z otáček je stanoven potřebný výkon a další vstupní parametry pro návrh pohonu a převodové skříně. Převodová skříň je navržena pro kuželové soukolí, z důvodů uspořádání a zapojení pohonu (viz. obr. 4.1.).



Obr. 4.1. Schéma uspořádání

Znamé parametry pro návrh převodové skříně:

Otáčky na navíjecím bubnu: $n_b = 230 \text{ ot/min}$

Krouticí moment na navíjecím bubnu: $M_k = 6500 \text{ N.m}$

4.1. Výpočet potřebného výkonu na navíjecím bubnu

$$P_{\text{vyp}} = M_k \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot n_b}{60} = 6,5 \cdot 10^3 \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot 230}{60} \quad (4.1.)$$
$$\underline{\underline{P_{\text{vyp}} = 156 \text{ kW}}}$$

Podle vypočteného výkonu volím motor od firmy Siemens (viz. Obr. 5.1.)

Motor: Siemens 1LG4 316 – 4AA

Parametry motoru: výkon – $P_m = 160 \text{ kW}$
 otáčky – $n_m = 1486 \text{ min}^{-1}$
 jmenovitý moment – $M_m = 1028 \text{ N.m}$

4.2. Výpočet převodového poměru

$$u = \frac{n_m}{n_b} = \frac{1486}{230} = \underline{\underline{6,46}} \quad (4.2.)$$

4.3. Výpočet ozubených kol

Návrh a pevnostní výpočet ozubených kol byl proveden na počítači na učebně katedry Částí a mechanismů strojů v programu ČSN 01 4686

4.3.1. Návrh soukolí

		Hozměr PÁSTOREK		KOLO
Typ ozubení		Kuželové		Kuželové
Převodový poměr	u	[-]	6,294	
Úhel os soukolí	Σ	[°]	90,00000	
Počet zubů	z	[-]	17	107
Čelní modul vnější	m_t	[mm]	10,000	
Čelní modul střední	m_{tm}	[mm]	8,615	
Úhel sklonu zubu střední	β_m	[°]	0	
Společná šířka kol	b	[mm]	150,000	
Délka povrchové přímky kužele	L_e	[mm]	541,710	
Jednotková korekce	x	[-]	0,47575	-0,47575
Hodnota posunutí profilu	$x \cdot m_t$	[mm]	4,75750	-4,75750
Součet jednotkových korekcí	x_Σ	[mm]	0	
Průměr vnější patní	d_f	[mm]	155,69442	1064,74115
roztečný	d	[mm]	170,00000	1070,00000
hlavový	d_a	[mm]	199,14939	1071,64521
Průměr střední roztečný	d_m	[mm]	146,46343	921,85807
Průměr vnitřní hlavový	d_{ai}	[mm]	144,00477	774,90580
Tloušťka zubu na hlavě vnější	s_a	[mm]	4,34419	8,30477
Tloušťka zubu na hlavě vnitřní	s_{ai}	[mm]	3,14128	6,00517
Výška vnější paty	h_f	[mm]	7,24250	16,75750
hlavy	h_a	[mm]	14,75750	5,24250
zubu	h	[mm]	22,00000	22,00000
Úhel kužele patního	δ_f	[°]	8,26163	79,20054
roztečného	δ_r	[°]	9,02761	80,97239
hlavového	δ_a	[°]	10,56810	81,52686
Poměr b/d	ψ_d	[-]	0,882	0,140
Poměr b/m	ψ_m	[-]	15,000	
Poměr b/ L_e	ψ_L	[-]	0,277	
Průmět roztečné šířky do osy kužele		[mm]	148,142	23,537
Počet zubů virtuálního kola	z_v	[-]	17,21	681,92
Průměr virtuální roztečný str.	d_{vm}	[mm]	140,30045	6875,05850
Úhel záběru čelní	α_{tw}	[°]	20,00000	
Měrný skluz na patě		[-]	-1,10066	-1,10066
Měrný skluz na hlavě		[-]	0,62396	0,62396
Součinitel trvání záběru profilu	ε_α	[-]	1,55846	
Součinitel trvání záběru krokem	ε_β	[-]	0	
Součinitel trvání záběru celkový	ε_γ	[-]	1,55846	
Poměr b/ d_{vm}	ψ_{dv}	[-]	1,011	0,026
Počet zubů nástroje	z_0	[-]	108,342	
Převod mezi nástrojem a kolem		[-]	6,373	1,013
Poměrná výška hlavy profilu	h'_a	[-]	1,00000	1,00000
Poměrná hlavová vůle profilu	c^*	[-]	0,20000	0,20000
Poměrný rádius paty profilu	ρ'_f	[-]	0,30000	0,30000
Úhel profilu	α_n	[°]	20,00000	

Obr. 4.2. Návrh soukolí

4.3.2. Pevnostní kontrola soukolí

Vybraný materiál soukolí a jeho parametry

PASTOREK	KOLO
σ_{Flimb1}^0 410.0 [MPa]	σ_{Flimb2}^0 410.0 [MPa]
σ_{Hlim1}^0 520.0 [MPa]	σ_{Hlim2}^0 520.0 [MPa]
V_{HV1} 200	V_{HV2} 200
J_{HV1} 200	J_{HV2} 200
R_{m1} 640.0 [MPa]	R_{m2} 640.0 [MPa]
R_{e1} 390.0 [MPa]	R_{e2} 390.0 [MPa]
q_{F1} 6.0	q_{F2} 6.0
q_{H1} 10.0	q_{H2} 10.0
N_{Flim1} 3E+6	N_{Flim2} 3E+6
N_{Hlim1} 50E+6	N_{Hlim2} 50E+6
E_1 2.1E+5 [MPa]	E_2 2.1E+5 [MPa]
ν_1 0.300	ν_2 0.300
Mat. 12 050	Mat. 12 050
zušlechťená	zušlechťená

Obr. 4.3. Materiály soukolí

Pevnostní výpočet

OHYB		DOTYK	
σ_{F1} = 69.4	σ_{F2} = 68.5	σ_{H1} = 524.0	σ_{H2} = 524.0
σ_{FP1} = 410.0	σ_{FP2} = 410.0	σ_{HP1} = 520.0	σ_{HP2} = 520.0
S_{F1} = 5.910	S_{F2} = 5.986	S_{H1} = 0.992	S_{H2} = 0.992
σ_{Fmax1} = 173.4	σ_{Fmax2} = 171.2	σ_{Hmax1} = 828.5	σ_{Hmax2} = 828.5
σ_{FFmax1} = 820.0	σ_{FFmax2} = 820.0	σ_{HPmax1} = 1092.0	σ_{HPmax2} = 1092.0
K_F = 2.305	K_{Fv} = 1.000	σ_{H01} = 345.2	σ_{H02} = 345.2
K_{Fa} = 1.200	$K_{F\beta}$ = 1.601	K_H = 2.305	K_{Hv} = 1.000
Y_ϵ = 0.713	Y_β = 1.000	K_{Ha} = 1.200	$K_{H\beta}$ = 1.601
Y_{FS1} = 3.925	Y_{FS2} = 3.875	K_A = 1.200	$K_{A\beta}$ = 2.500
Y_{Fa1} = 2.235	Y_{Fa2} = 2.114	Z_ϵ = 0.902	Z_H = 2.495
Y_{Sa1} = 1.756	Y_{Sa2} = 1.833	Z_{R1} = 1.000	Z_{R2} = 1.000
		Z_E = 191.646	Z_β = 1.000

Obr. 4.4. Pevnostní kontrola ozubení

S_H – součinitel bezpečnosti proti vzniku únavového poškození boků zubů

$$S_H \geq S_{H\min} = 1$$

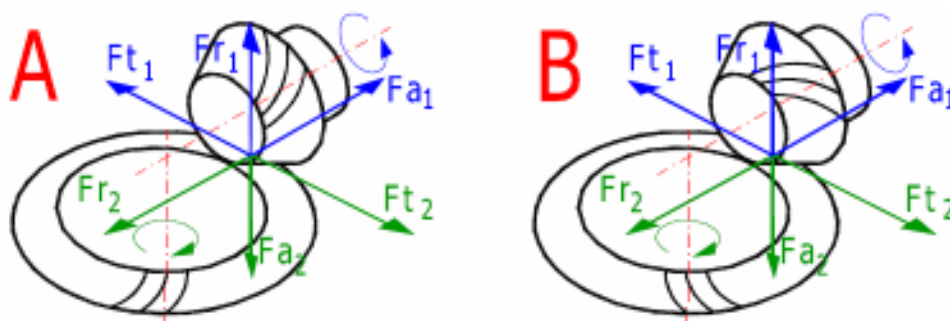
Tady vyšla bezpečnost mírně pod stanovené minimum. V tomto případě bude bezpečnost i tak vyhovovat, protože zde únavu na dotyk téměř zanedbáváme. Dotyk bude jednorázový a proto dostatečný pro dolní podmínky bezpečností.

S_F – součinitel bezpečnosti proti vzniku únavového lomu v patě zubu

$$S_F \geq S_{F\min} = 1,2$$

V tomto případě je bezpečnost dost vysoká, ozubená kola pevnostně **vyhovují**

4.3.3. Výpočet sil působících na soukolí



Obr. 4.5. Síly působící na ozubení

Výpočet byl proveden v programu MITCalc, výstupní hodnoty výpočtu uvedeny v tabulce.

Síly na ozubení [N]	Pastorek	Kolo
F_t	13 327,34	
F_a	761,13	4790,67
F_r	4790,67	761,13

Tab. 4. Síly působící na soukolí

F_t – obvodová síla na ozubení

F_a – axiální síla na ozubení

F_r – radiální síla na ozubení

4.4. Návrh hřídelí

Výpočet průměrů hřídelí je určen dle vztahu (3.35.) . Materiál hřídelí H_1 a H_2 , volím 14 220, $R_m = 785$ MPa, $R_e = 590$ MPa, $\tau_{Dk} = 20$ MPa [13]

4.4.1. Hnací hřídel H_1

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} = \frac{M_k}{\frac{\pi \cdot d^3}{16}} \leq \tau_{Dk} \Rightarrow d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_k}{\pi \cdot \tau_{Dk}}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 1028 \cdot 10^3}{\pi \cdot 20}}$$

$d = 64 \text{ mm}$

Z konstrukčních důvodů volím průměr hřídele na vstupu do převodovky $d = 80 \text{ mm}$

4.4.2. Hnaná hřídel H_2

Průměr hřídele na výstupu z převodovky volím dle výstupního průměru hřídele navíjecího bubnu, kdy $d = 120 \text{ mm}$

4.5. Kontrola hřídelí

Výpočet byl proveden v programu Autodesk Inventor Professional 2010

4.5.1. Pro hřídel H_1

☐ Zatížení

Index	Umístění	Radiální zatížení				Ohybový moment				Spojitě zatížení				Axiální zatížení	Svěrný moment	Y
		Y	X	Velikost	Směr	Y	X	Velikost	Směr	Y	X	Velikost	Směr			
1	65 mm														1028,000 N m	-2,516 microm
2	550 mm													-761,000 N		-5,900 microm
3	550 mm	4790,000 N		4790,000 N												-5,900 microm
4	550 mm														-1028,000 N m	-5,900 microm

☐ Podpory

Index	Typ	Umístění	Reakční síla					Poddajnost	Typ	Průhyb			
			Y	X	Velikost	Směr	Axiální zatížení			Y	X	Velikost	Směr
1	Pevná	206 mm	-1970,053 N		1970,053 N	180,00 deg	-761,000 N		Vlastní	-0,000 microm		0,000 microm	180,00 deg
2	Volný	448 mm	7381,439 N		7381,439 N				Vlastní	-0,000 microm		0,000 microm	180,00 deg

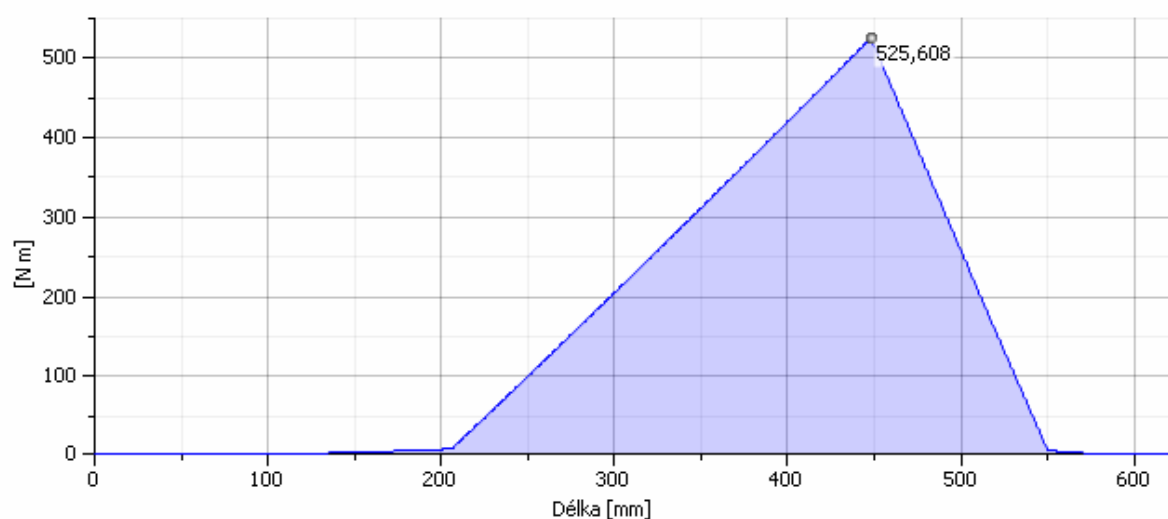
Obr. 4.6. Výsledky

☐ Výsledky

Délka	L	625,000 mm
Hmotnost	Hmotnost	63,364 kg
Maximální napětí v ohybu	σ_B	5,354 MPa
Maximální smykové napětí	τ_S	0,659 MPa
Maximální napětí v krutu	τ	10,226 MPa
Maximální napětí v tahu	σ_T	0,097 MPa
Maximální redukované napětí	σ_{red}	17,712 MPa
Maximální průhyb	f_{max}	10,050 microm
Úhel zkroucení	φ	0,04 deg

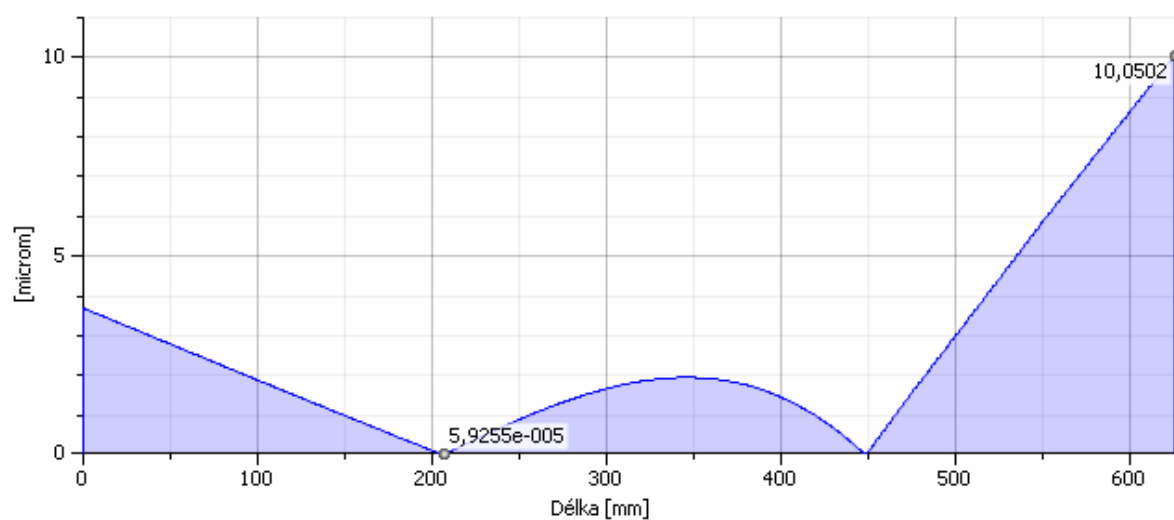
Obr. 4.7. Výsledky

☐ Ohybový moment



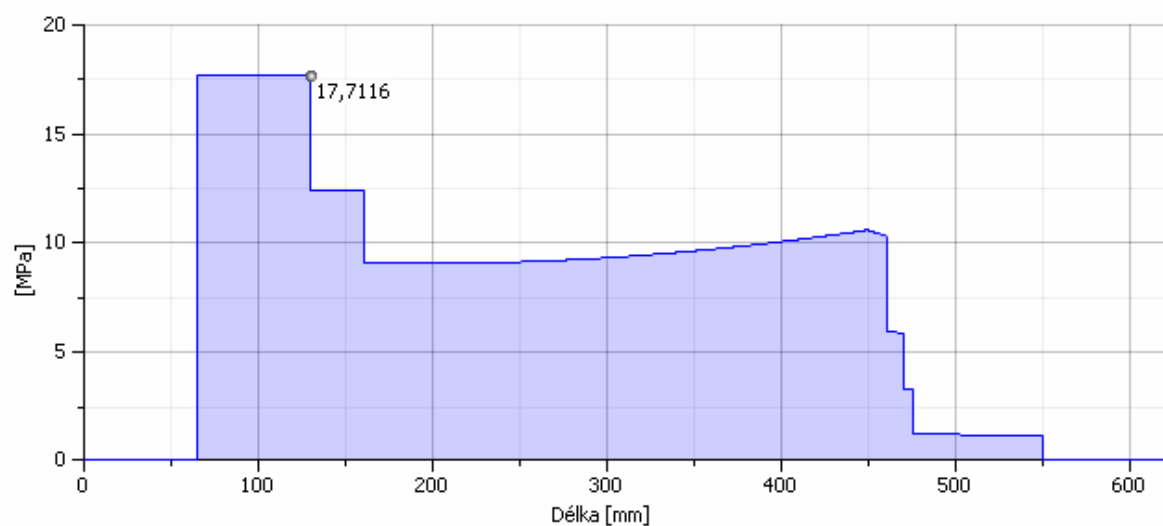
Obr. 4.8. Graf

☐ Průhyb



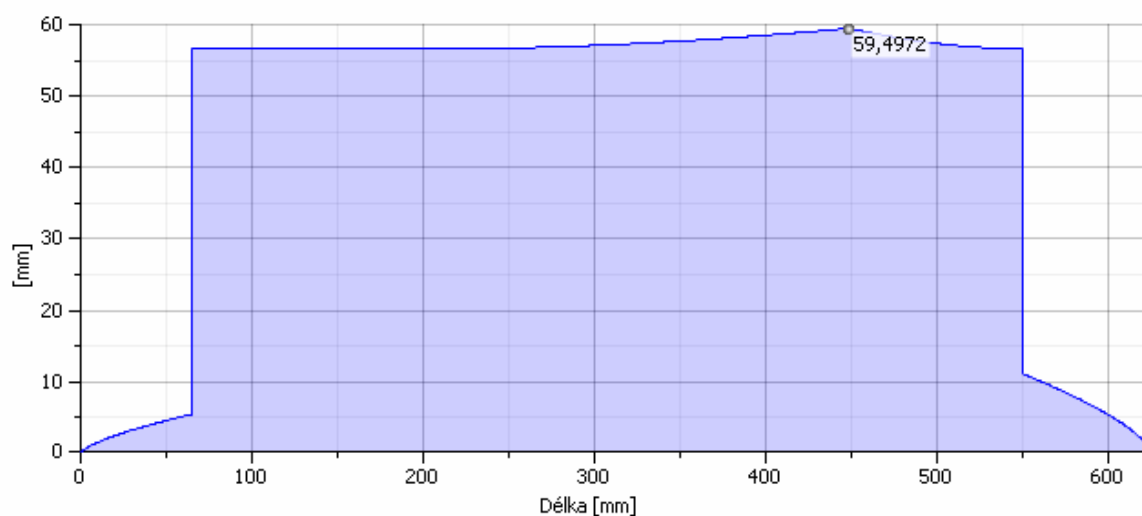
Obr. 4.9. Graf

☐ Redukované napětí



Obr. 4.10. Graf

☐ Ideální průměr



Obr. 4.11. Graf

4.5.2. Pro hřídel H_2

☐ Zatížení

Index	Umístění	Radiální zatížení				Ohybový moment				Spojitě zatížení					Axiální zatížení	Svěrný moment	
		Y	X	Velikost	Směr	Y	X	Velikost	Směr	Y	X	Velikost	Směr	Délka			
1	330 mm	761.000 N		761.000 N													-0.574
2	400 mm														4790.000 N		-0.433
3	400 mm															-6500.000 N m	-0.433
4	702,5 mm															6500.000 N m	0.634

☐ Podpory

Index	Typ	Umístění	Reakční síla					Poddajnost	Typ	Průhyb			
			Y	X	Velikost	Směr	Axiální zatížení			Y	X	Velikost	Směr
1	Pevná	30 mm	295.082 N		295.082 N		4790.000 N		Vlastní	-0.000 microm		0.000 microm	180.00 deg
2	Volný	520 mm	465.918 N		465.918 N				Vlastní	0.000 microm		0.000 microm	

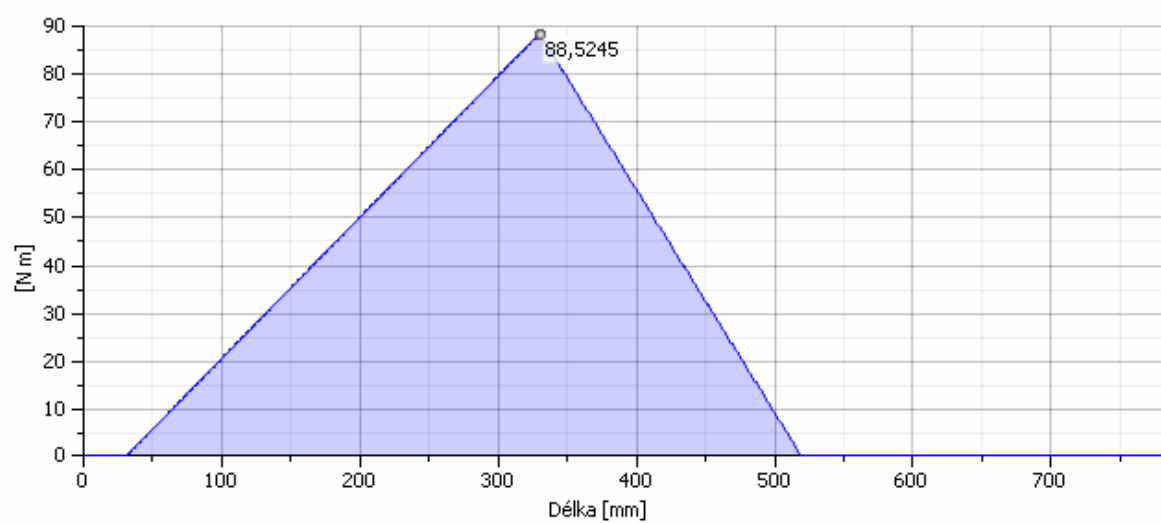
Obr. 4.12. Výsledky

☐ Výsledky

Délka	L	785.000 mm
Hmotnost	Hmotnost	84.592 kg
Maximální napětí v ohybu	σ_B	0.410 MPa
Maximální smykové napětí	τ_S	0.035 MPa
Maximální napětí v krutu	τ	19.158 MPa
Maximální napětí v tahu	σ_T	0.361 MPa
Maximální redukované napětí	σ_{red}	33.182 MPa
Maximální průhyb	f_{max}	0.920 microm
Úhel zkroucení	φ	-0.06 deg

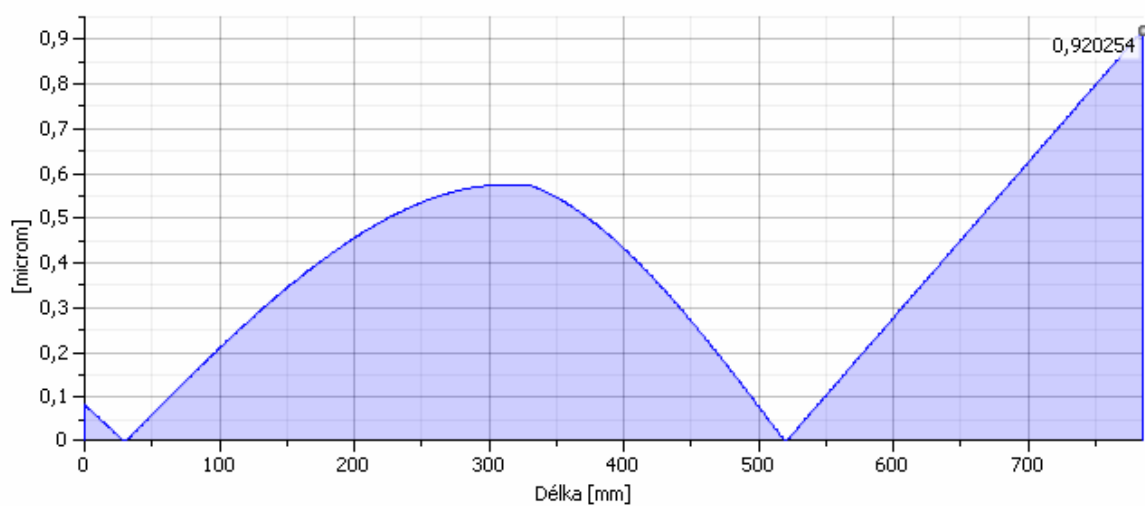
Obr. 4.13. Výsledky

☐ Ohybový moment



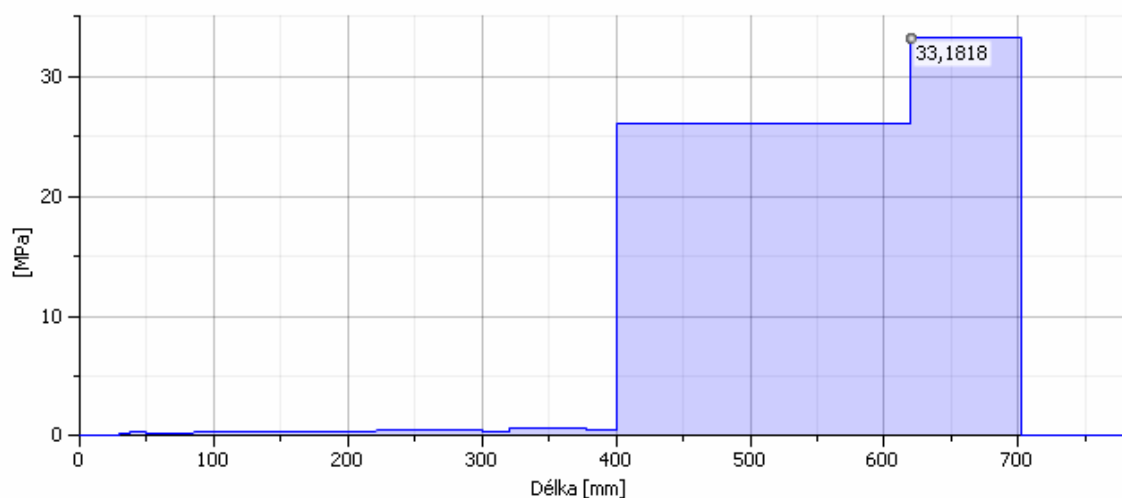
Obr. 4.14. Graf

☐ Průhyb



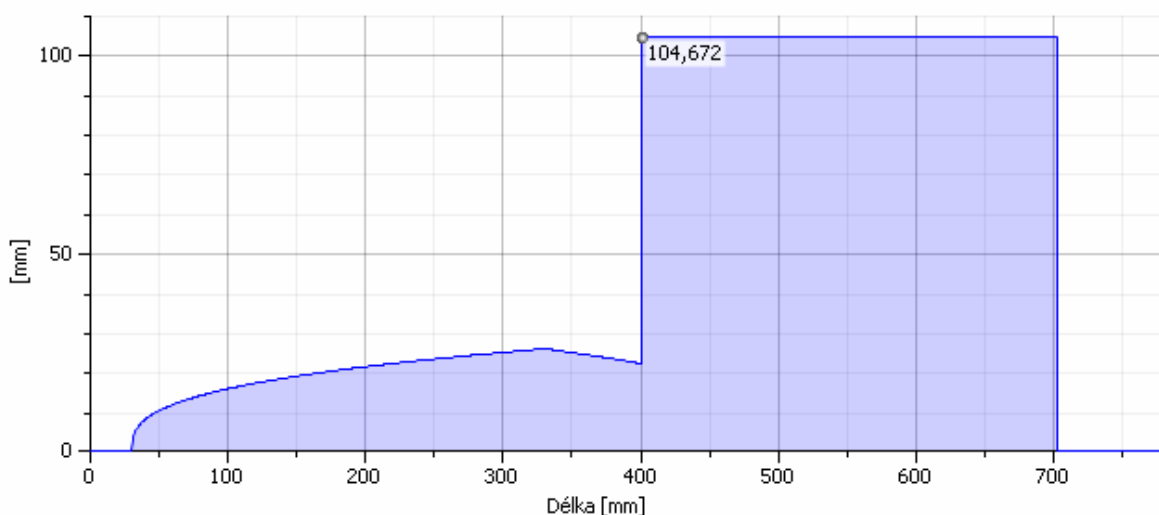
Obr. 4.15. Graf

Redukované napětí



Obr. 4.16. Graf

Ideální průměr



Obr. 4.17. Graf

Z grafů vyplývá, že navržené průměry hřídelí H_1 a H_2 **vyhovují**

4.6. Návrh a kontrola životnosti ložisek [28]

K uložení hnacího i hnaného hřídele volím typově rozdílná ložiska SKF, dle průměrů hřídelí. Kontrola je provedena pouze pro nejnamáhavější ložisko ze všech čtyř, tzn. ložisko na hnacím hřídeli. Na hnacím hřídeli volím kuličkové ložisko SKF 6220, na hnaném hřídeli pak kuličkové ložisko SKF 6226.

Rozměry navržených ložisek

Ložisko 6220

$$d = 100\text{mm}$$

$$D = 180\text{mm}$$

$$B = 34\text{mm}$$

$$C = 127\text{kN}$$

$$C_0 = 93\text{kN}$$

$$P_u = 3,35\text{kN}$$

$$n_R = 7500\text{min}^{-1}$$

$$n_m = 4800\text{min}^{-1}$$

$$m = 3,15\text{kg}$$

Ložisko 6226

$$d = 130\text{mm}$$

$$D = 230\text{mm}$$

$$B = 40\text{mm}$$

$$C = 156\text{kN}$$

$$C_0 = 132\text{kN}$$

$$P_u = 4,15\text{kN}$$

$$n_R = 5600\text{min}^{-1}$$

$$n_m = 3600\text{min}^{-1}$$

$$m = 5,80\text{kg}$$

4.6.1. Určení ekvivalentního zatížení ložiska

Ekvivalentní zatížení ložiska a základní trvanlivost

Byla přijata veškerá opatření pro zajištění správnosti tohoto výpočtu, avšak nepřebíráme odpovědnost za jakékoli ztráty nebo škody, ať už přímé, nepřímé nebo následné, které by vznikly z důvodu použití tohoto výpočtu.

Viz část "Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska"

Viz část "Ekvivalentní statické zatížení ložiska"

Ložisko 6220

C [kN] 127

C₀ [kN] 93

f₀ 14

F_r [kN] 7.381

F_a [kN] 1.970

Vypočítat

e 0.212

X 0.56

Y 2.08

P [kN] 8.22

L₁₀[Milióny otáček] 3680

☒ Jednotlivé ložisko

☐ Dvě ložiska montovaná do tandemu

☐ Dvě ložiska montovaná zády k sobě (do "O") nebo čely k sobě (do "X")

☒ Normální vůle

☐ Vůle C3

☐ Vůle C4

X₀ 0.6

Y₀ 0.5

P₀ [kN] 7.38

Obr. 4.18. Výpočet ekvivalentního zatížení

4.6.2. Modifikovaná trvanlivost ložiska

$$L_{10,h} = a_1 \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^p \cdot \frac{10^6}{n_m \cdot 60} \cdot a_{SKF} = 0,21 \cdot \left(\frac{127000}{8550}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{1486 \cdot 60} \cdot 2,91$$

$$\underline{\underline{L_{10,h} = 22462 \text{ hod} = 2,6 \text{ roku}}}$$

a_{skf} - součinitel teorie trvanlivosti dle SKF, $a_{skf} = 2,91$


a_1 - součinitel spolehlivosti, $a_1 = 0,21$

p - exponent rovnice trvanlivosti, pro ložiska s bodovým stykem $p = 3$

Protože vyhovělo toto nejvíce namáhané ložisko, lze předpokládat, že i všechna ostatní ložiska budou **vyhovující**.

5. Návrh řešení pohonu s elektromotorem s konstantním kroutícím momentem včetně regulace snímané tažné síly

Pro pohon napínací stanice volím asynchronní motor v nevýbušném provedení z katalogu firmy Siemens, jehož parametry jsou uvedeny v tabulce (viz. obr 5.1.).

Jmen. výkon	Velikost	Objednáací číslo	Třída účinnosti	Parametry při jmenovitém výkonu						Poměrný záběrný moment M_z/M_n	Poměrný záběrný proud I_k/I_n	Poměrný moment zvratu M_{\max}/M_n	Momen- tová třída KL	Moment setrvačnosti J	Hmotnost	Hodnoty akustic. tlaku L_{pA}
				Otáčky	Účinnost η při 100% zatížení	Účinník $\cos \phi$ při 75% zatížení	Jmenovitý proud při 400 V	Jmenovitý moment								
kW		Označení pro napětí a tvar viz tabulka níže		min^{-1}	%	%	A	Nm	-	-	-	-	-	kg m^2	kg	dB (A)
4-pól, 1500 min^{-1}, 50Hz																
160	315 L	1LG4 316-4AA..	2	1486	95,4	95,4	0,86	280	1028	2,8	6,9	2,7	16	3,01	955	72

Obr. 5.1. Parametry elektromotoru [29]

Pro řízení elektromotoru je použitý nepřímý měnič kmitočtu s proudovým meziobvodem s vektorovým řízením. Nepřímý měnič kmitočtu umožňuje řídit výstupní frekvenci zcela nezávisle na napájecí frekvenci. Vektorové řízení zajišťuje chod motoru v optimálních podmínkách v ustáleném stavu, ale i během přechodových dějů. Základní podmínkou vektorového řízení asynchronního motoru je oddělení regulačních obvodů pro moment a magnetický tok tak, aby se vzájemně neovlivňovaly. Regulačním obvodem momentu se nastavuje moment stroje a regulačním obvodem toku se realizuje celkový magnetický tok. Princip vektorového řízení spočívá v rozložení prostorového vektoru statorového proudu do dvou kolmých složek v rotujícím souřadnicovém systému, který může být orientován např. na prostorový vektor rotorového magnetického toku. Tyto složky pak určují moment a magnetizaci stroje. Momentotvorná složka vektoru statorového proudu určuje společně s příslušným vektorem magnetického toku moment stroje. Magnetizační složka ležící ve společné ose s vektorem magnetického toku ovlivňuje magnetizaci motoru. Pro realizaci rozložení prostorového vektoru statorového proudu je nezbytná informace o poloze prostorového vektoru magnetického toku stroje.

Měničem lze nastavit vhodné otáčky motoru tak, aby pracoval v optimálním režimu a maximálně využíval dodávanou energii. Navržený frekvenční měnič (viz. obr. 5.2.), díky vektorovému řízení zajišťuje požadovaný konstantní kroutící moment.

Pro prostředí s nebezpečím výbuchu navrhuje firma Siemens řešení s nasazením kompletního regulovaného pohonu (motor + frekvenční měnič). Firma Siemens uvádí certifikace ATEX pro motory napájené jak ze sítě tak z frekvenčního měniče. Vzhledem ke

specifikacím prostředí se nabízí nejčastěji aplikovaná konstrukce: motor umístěný v prostředí s nebezpečím výbuchu a měnič umístěný v bezpečné zóně s dlouhým vedením k motoru. Při výběru měniče je potřeba dbát na vhodné umístění měniče mimo nebezpečnou zónu, ale také zohlednit použití dlouhých kabelů k motoru. Jejich nežádoucí účinky je třeba kompenzovat vhodnými motorovými tlumivkami nebo sinusovými LC filtry.

MICROMASTER 440

Informace pro výběr a objednávání

Měníč kmltočtu MICROMASTER 440 <u>bez</u> filtru ³⁾ (pokračování)										
Konstantní krouticí moment (CT)				Proměnný krouticí moment (VT)				Měníč MICROMASTER 440 <u>bez</u> filtru ³⁾		
Výstupní výkon	Jmenovitá hodnota vstupního proudu ¹⁾	Jmenovitá hodnota výstupního proudu		Výstupní výkon	Jmenovitá hodnota vstupního proudu ¹⁾	Jmenovitá hodnota výstupního proudu		Konstrukční velikost	Přibližná hmotnost	Obj. č.
kW	hp	A	A	kW	hp	A	A	(FS)	kg	
Pracovní napětí napájecí sítě 3 AC 380 až 480 V										
160	250	297,0 ¹⁾	302	200	300	354,0 ¹⁾	370	GX	174	6SE6440-2UD41-6GA1

Obr. 5.2. Parametry měniče [29]

Jako snímač tažné síly je použit tenzometrický snímač síly, který sleduje požadovanou sílu v laně, jež činí 52 kN. Zařízení se skládá z ocelové skříně svařované konstrukce v nevýbušném provedení, odpovídající normám ATEX, volený z katalogu TER Česká s.r.o. (viz. obr. 5.3.). Zařízení je navrženo na průměr lana 20 mm pro sílu 52 kN. Montáž tenzometrických snímačů nevyžaduje demontáž ani jiný zásah do lana.

Clamp-On Series

Tenzometr pro montáž na lano



ATEX / IECEx
Ex ia IIC T6
Ex tD A20 IP68

TECHNICKÉ PARAMETRY

měřicí rozsah – velikost 1	0,75 1,7 3 4 5,7 7	t
měřicí rozsah – velikost 2	9,7 12,6 15,1 17,9	t
výstupní napětí pro plný rozsah	1,0	mV/V
chyba výstupního napětí bez zátěže	< ± 5,0	%
budící napětí (max.)	10 (15)	V
přesnost	< 1	%
reprodukovatelnost	< 0,25	%
vstupní odpor	375 (± 20)	Ω
výstupní odpor	350 (± 2)	Ω
teplotní rozsah – kompenzovaný	0 až +60	°C
teplotní rozsah – provozní	-10 až +80	°C
teplotní drift nuly	< 0,0010	% rozsahu / °C
teplotní drift rozsahu	< 0,0010	% rozsahu / °C
přetížitelnost	150	%
izolační odpor	> 500	MΩ při 100 V DC
krytí	IP68	



PRŮMĚRY LANA, MĚŘICÍ ROZSAHY, ROZMĚRY (mm)

Velikost	Průměr lana (mm)	Průměr lana (")	Měřicí rozsah (kg)	A	B	C	D	E
velikost 1	8 – 10	3/8"	750	80	45	27	188	25
	11 – 13	1/2"	1700	80	45	27	188	25
	14 – 16	5/8"	3000	80	45	27	188	25
	18 – 19	3/4"	4000	80	45	27	188	25
	20 – 22	7/8"	5700	80	45	27	188	25
velikost 2	24 – 26	1"	7000	80	45	27	188	25
	28	1 1/8"	9700	116	56	36	230	30
	32	1 1/4"	12600	116	56	36	230	30
	35	1 3/8"	15100	116	56	36	230	30
	38	1 1/2"	17900	116	56	36	230	30

Obr. 5.3. Parametry tenzometrického snímače síly [30]

5.1. Regulace snímané tažné síly

Bude použito regulace pevné hodnoty. Má být udržována stálá tažná síla po dobu potřebnou na požadované hodnotě 52 kN, která je v procesu regulace řídicí veličinou. Regulovaná veličina, skutečná tažná síla v laně je snímána tenzometrickým přístrojem a na základě jeho hodnot asynchronní elektromotor řízený frekvenčním měničem napíná lano. Výchylka tahu (napětí) v laně je pak nastavovanou veličinou. Cílem regulace je stav, kdy skutečný tah v laně odpovídá požadovanému, tj. hodnotě řídicí veličiny.

Závěr

V práci jsem se zabýval návrhem pohonu napínacího zařízení s elektrickým pohonem pro 400 metrů dlouhý pásový dopravník. Jedním z požadavků byla snadná manipulace při zkracování pásu dopravníku za postupující těžbou a krácení nebo prodlužování pásového dopravníku v délkách po 50 metrech.

V první části jsem se věnoval obecnému popisu problematiky napínání pásových dopravníků, kde je řešena rešerše známých způsobů napínání.

V druhé části bylo mým úkolem vypočítat silové poměry dopravníku. To znamená, podle zadání, určit tažnou sílu v pásu, která mě výpočtem vyšla 52 kN. Tato hodnota byla rovněž potvrzena výpočtem v programu Helix.

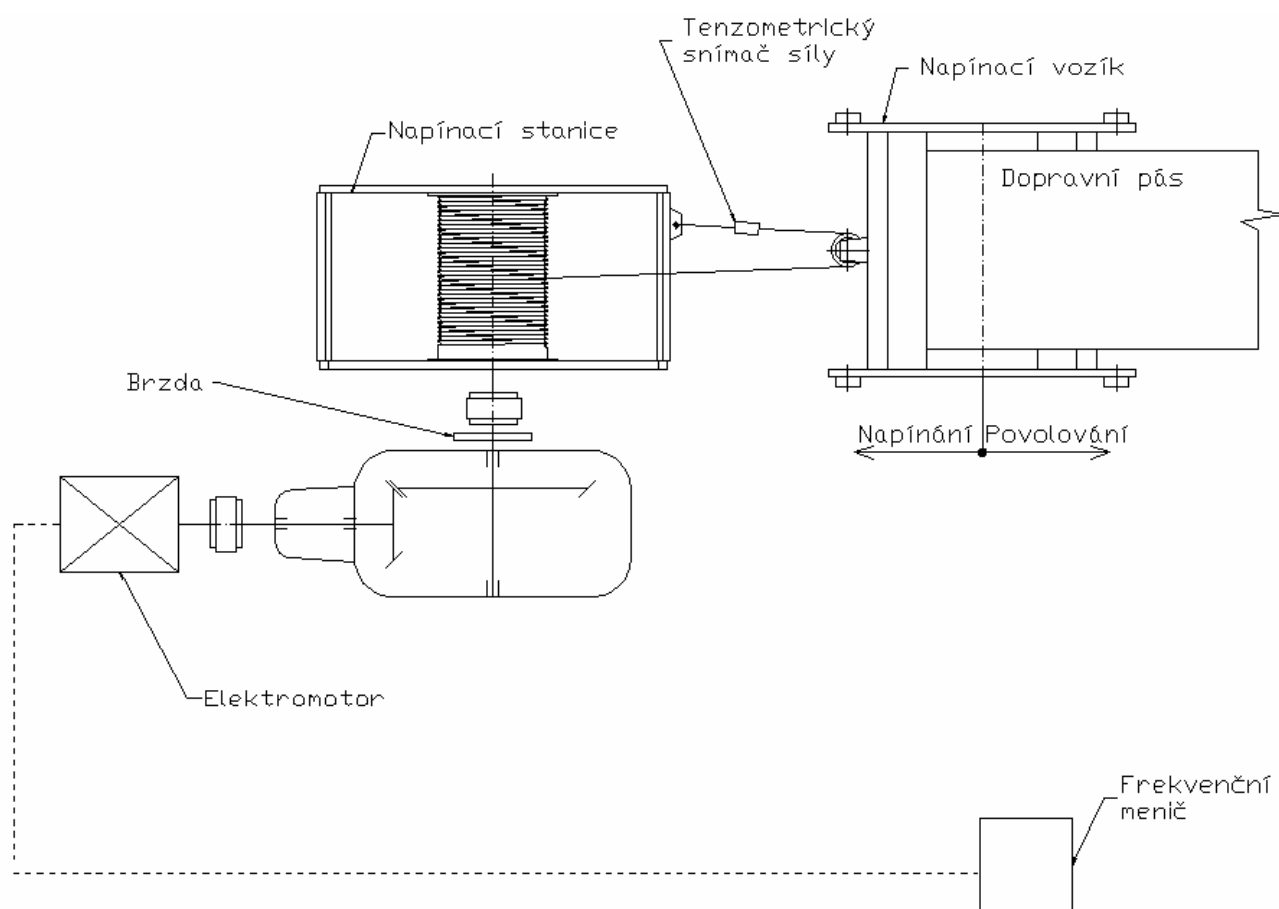
V třetí části jsem provedl konstrukční návrh lanového bubnu pro délku napínacího lana 50–ti metrů. Návrh spočíval nejen v pevnostním výpočtu lanového bubnu, ale bylo nutné navrhnout a zkontrolovat všechny náležitosti odpovídající funkčnímu provozu lanového bubnu. Nejprve jsem navrhl průměr lana navíjeného na lanový buben. Lano prochází přes kladku umístěnou na napínacím vozíku (na vratné stanici pásového dopravníku) a vrací se zpět k napínací stanici (viz. obr. 5.4.). Byly navrženy rozměry a tvar kladky a provedl jsem kontrolu namáhání čepu a držáku kladky, jejichž rozměry vyhověly danému namáhání. Uchycení lana na lanovém bubnu bylo zajištěno dvěma příložkami pomocí šroubů. Dále jsem navrhl rozměry samotného lanového bubnu a provedl kontrolu bubnu na zatížení. Dále byl zkontrolován svar po obvodu bubnu a následoval návrh hřídele. Hřídel byla navržena tak, že pevnostně vyhověla. Průměry hřídele, byly dimenzovány na větší průměry s ohledem na zeslabení hřídele drážkou pro pero. Jestliže by jsme potřebovali, například kvůli snížení hmotnosti zařízení, zmenšit průměry hřídele, lze je redukovat svěrným spojením. Dále byl proveden návrh uložení hřídele v ložiskách. Ložiskové jednotky byly dimenzovány na životnost 5 let, což odpovídá skutečností. Konstrukční návrh lanového bubnu je doplněn výkresovou dokumentací viz. přílohy.

Ve čtvrté části jsem se zabýval konstrukčním návrhem převodové skříně. Výpočtem byl stanoven potřebný výkon převodovky, který činí 156 kW. Převodová skříň byla navržena pro kuželová soukolí. Byl proveden návrh a pevnostní kontrola ozubených kol podle ČSN 01 4686. Výsledkem byly součinitele bezpečnosti v dotyku, které vyhověly vůči minimálním součinitelům bezpečnosti. Dalším krokem byl návrh hřídelí a následná kontrola provedená v programu Autodesk Inventor Professional 2010. Hřídele vyhověly, což dokazují výsledky a grafy v bodech 4.5.1. a 4.5.2. Následujícím krokem byl návrh ložisek s následnou kontrolou

trvanlivosti. Ložiska byly voleny dle katalogu firmy SKF a byla stanovena požadovaná trvanlivost. Návrh je opět doplněn výkresem sestavy viz. přílohy.

V páté části jsem nastínil možné řešení pohonu napínacího zařízení s elektromotorem s konstantním kroutícím momentem. Zdroj napínací síly zajišťuje asynchronní elektromotor a konstantní kroutící moment je zajištěn nepřímým měničem kmitočtu s vektorovým řízením. Takto navržený pohon napínacího zařízení v podstatě simuluje gravitační napínání, kde závaží působí na napínací buben pásového dopravníku konstantní silou. Funkce pohonu napínacího zařízení začíná v souvislosti s činností pásového dopravníku uvolněním brzdy. Potom se zapne asynchronní motor, v důsledku jehož činnosti se začne navíjet lano na lanový buben. Tím se předejde pás na hodnotu 52 kN napínací síly (viz. obr. 5.4.). Mezi elektromotorem a lanovým bubnem je řazena kuželová převodovka s brzdou. Pro takto vytvořené napínací zařízení bylo použito, jako snímače síly v laně, tenzometrického přístroje, který jak již bylo uvedeno snímá požadovanou sílu v laně a převádí ji na elektrické signály řídicích obvodů. Signál z řídicích obvodů by měl být veden k frekvenčnímu měniči, brzdě a k případně k dalším výkonovým členům. A to z důvodu selhání některého z čidel nebo řídicích obvodů, kdy může dojít k poškození jak napínacího zařízení ale i celého pásového dopravníku.

Pátý bod uvádí jen nástin, kterým směrem by mohla daná problematika směřovat. Navrhnout pohon elektromotoru s frekvenčním měničem není až tak jednoduchá záležitost. Je nutné znát problematiku provozních vlastností měničů kmitočtu a soustavy motor – měnič. Co se týče regulace snímané tažné síly je opět nutné znát problematiku regulace a řízení.



Obr. 5.4. Navrhované schéma zařízení

PODĚKOVÁNÍ

Chtěl bych poděkovat prof. Ing. Horstu Gondekovi, DrSc. z VŠB-TU Ostrava, Ing. Janu Šamárkovi z firmy NT min. s.r.o. a doc. Ing. Zdeňku Foltovi, Ph.D. z VŠB-TU Ostrava za pomoc při řešení diplomové práce.

Rovněž bych rád poděkoval svým rodičům za podporu v průběhu celého studia.

Seznam použité literatury

- [1] TRAILIN, S. *Dopravníky*. Slovenská Vysoká škola technická v Bratislavě 1960. 229 stran.
- [2] POLÁK, J. BICHLER, J. *Dopravní zařízení v hlubinných dolech*. Vysoká škola Báňská-Technická univerzita Ostrava 1984. 381 stran.
- [3] POLÁK, J. PAVLISKA, J. SLÍVA, A. *Dopravní a manipulační zařízení I*. Vysoká škola Báňská-Technická univerzita Ostrava 2001. ISBN 80-248-0034-8, 99 stran.
- [4] OLESIK, J. *Uložení vratného bubnu pásového dopravníku s napínacím zařízením*. Vysoká škola Báňská-Technická univerzita Ostrava 2008.
- [5] KAŠPÁREK, J. *Dopravní a manipulační zařízení*. Vysoké učení technické v Brně.
- [6] DRAŽAN, F. VOŠTOVÁ, V. JEŘÁBEK, K. BRAND, M. *Teorie a stavba dopravníků*. Ediční středisko ČVUT, Praha 1983, 289 stran.
- [7] KUHN, J. SOVÍČEK, J. *Pohon napínacího zařízení pásového dopravníku*. Vydal Úřad pro vynálezy a objevy 1990, 10 stran.
- [8] REMTA, F. KUPKA, L. DRAŽAN, F. *Jeřáby I. Díl*. Nakladatelství technické literatury Praha 1974, 645 stran.
- [9] KŘÍŽ, R. *Strojní součásti I*. Nakladatelství technické literatury Praha 1990, 191 stran.
- [10] MINÁŘ, V. *Části strojů*. Moravské tiskařské závody 1979, 296 stran.
- [11] katalog ČSN ISO 5048
- [12] katalog ČSN 26 3102
- [13] ŘASA, J. ŠVERCL, J. *Strojnické tabulky I*. Scientia, spol. s.r.o., pedagogické nakladatelství Praha 2004, 753 stran.
- [14] MORAVEC, V. PIŠTÁČEK, D. *Pevnost a životnost dynamicky namáhaných strojních součástí*. Ediční středisko VŠB – TU Ostrava, 104 stran.
- [15] DRAŽAN, F. KUPKA, L. *Transportní zřízení*. Státní nakladatelství technické literatury Praha 1966, 454 stran.
- [16] CVEKL, Z. DRAŽAN, F. *Teoretické základy transportních zařízení*. Nakladatelství technické literatury Praha 1976, 320 stran.
- [17] KŘÍŽ, R. VÁVRA, P. *Strojírenská příručka 5. svazek*. Scientia spol.s.r.o., Praha 1994, 241 stran.
- [18] PALACKÝ, P. *Moderní metody řízení pohonů s asynchronním motorem s využitím nových signálových procesorů*. Vysoká škola Báňská-Technická univerzita Ostrava 2004.
- [19] PAVELKA, J. ČERKOVSKÝ, Z. JAVŮREK, J. *Elektrické pohony*. Vydavatelství ČVUT, Praha 2001, 221 stran.

- [20] TKOTZ, KLAUS a kol. *Příručka pro elektrotechniku*. Nakladatelství Europa-Sobotáles cz. s.r.o., Praha 2006, 624 stran.

Seznam použité elektronické literatury

- [21] [Http://www.Jakos.cz](http://www.Jakos.cz) [online]. Tvorba www stránek EDA, 2005 [cit. 2010-05-03].
Jakos.cz/?page=segmentove-dopravniky. Dostupné z
WWW: <<http://www.jakos.cz/?page=segmentove-dopravniky>>.
- [22] [Http://www.ostroj.cz/cs/c/pasove-dopravniky/napinaci-zarizeni.htm](http://www.ostroj.cz/cs/c/pasove-dopravniky/napinaci-zarizeni.htm)
[online]. www.bluepixel.cz, 2005 [cit. 2010-05-03]. Ostroj.cz. Dostupné z WWW:
<<http://www.ostroj.cz/cs/c/pasove-dopravniky/napinaci-zarizeni.htm>>.
- [23] [Http://www.matador.sk/index.cfm?Module=ActiveWeb&page=WebPage&s=belts](http://www.matador.sk/index.cfm?Module=ActiveWeb&page=WebPage&s=belts)
[online]. Design and programming by Lomtec.com, 2003 [cit. 2010-05-03]. Matador.sk.
Dostupné z WWW:
<www.matador.sk/index.cfm?Module=ActiveWeb&page=WebPage&s=belts>
- [24] [Http://www.damel.com.pl](http://www.damel.com.pl) [online]. Copyright DAMEL © 2005, 2005 [cit. 2010-05-03].
Damel.com.pl. Dostupné z WWW: <www.damel.com.pl>
- [25] [Http://www.elprim.cz](http://www.elprim.cz) [online]. Blueboard.cz, 2001 [cit. 2010-05-03]. Elprim.cz.
Dostupné z WWW: <<http://elprim.cz>>
- [26] [Http://www.opis.cz/spojky/jaw-flex-l.html](http://www.opis.cz/spojky/jaw-flex-l.html) [online]. 2001 [cit. 2010-05-11]. Ww.opis.cz.
Dostupné z WWW: <www.opis.cz>
- [27] [Http://www.lana-vamberk.cz](http://www.lana-vamberk.cz) [online]. Copyright © 2008 LANA Vamberk, 2008 [cit.
2010-05-03]. Ww.lana-vamberk.cz/ocelova-lana/herkules/vicepramenne-herkules-6-x-
17-17-x-7. Dostupné z WWW: <www.lana-vamberk.cz>
- [28] [Http://www.skf.com/portal/skf_cz/home](http://www.skf.com/portal/skf_cz/home) [online]. 2005 [cit. 2010-05-03].
[Http://www.skf.com/portal/skf_cz/home/products?contentId=259264](http://www.skf.com/portal/skf_cz/home/products?contentId=259264)□=cs. Dostupné z
WWW: <www.skf.com>.
- [29] [Http://www.siemens.cz](http://www.siemens.cz) [online]. Siemens 2010 [cit. 2010-05-18].
[Http://www.siemens.cz/ad/current/index.php?ctxnh=e827132a1d&ctxp=home](http://www.siemens.cz/ad/current/index.php?ctxnh=e827132a1d&ctxp=home).
Dostupné z WWW: <<http://www1.siemens.cz>>
- [30] [Http://www.terceska.cz](http://www.terceska.cz) [online]. 2001 [cit. 2010-05-18].
[Http://www.terceska.cz/vazeni.htm](http://www.terceska.cz/vazeni.htm). Dostupné z WWW: <<http://www.terceska.cz>>

Seznam příloh

- | | |
|--|---------------------|
| [1] Výkres sestavy | Lanový buben |
| [2] Výrobní výkres | Buben |
| [3] Výrobní výkres | Hřídel |
| [4] Výrobní výkres | Náboj |
| [5] Výkres sestavy | Kuželová převodovka |
| [6] Katalog elektromotorů firmy Siemens, viz. přiložené elektronické médium | |
| [7] Katalog měničů firmy Siemens, viz. přiložené elektronické médium | |
| [8] Katalog tenzometrických přístrojů TER Česká s.r.o., viz. přiložené elektronické médium | |
| [9] Elektronické médium | Diplomová práce |